

# 超高压大流量气动开关阀的原理和动态特性研究\*

贾光政 王宣银 吴根茂

(浙江大学流体传动及控制国家重点实验室 杭州 310027)

**摘要:** 开关容积减压是为提高效率而提出的一种新型减压方法。对其关键元件超高压大流量气动开关阀的原理、动态特性进行详细的理论和试验研究。利用气动力平衡, 解决超高压主阀心驱动力大和响应慢的难题, 设计出小流量驱动大开口的超高压大流量开关阀。提出以定容积过程和变容积过程为单元, 以控制腔转折点气体压力为标志, 对超高压气动开关阀的开启和关闭动态过程进行细分的原则; 建立了基于动态过程细分原则的非线性数学模型; 分析了超高压气动开关阀动态特性的影响因素、改善措施。仿真和试验表明, 所建立的数学模型和理论分析与试验结果是吻合的。

**关键词:** 超高压气动 大流量气动开关阀 建模 动态特性

**中图分类号:** TH138

## 0 前言

储存气体能量的超高压或高压气源一般需经过减压控制环节, 然后再驱动执行机构。目前应用于高压气动系统的气动减压阀和压力调节阀的研究工作已经取得较大进展<sup>[1,2]</sup>, 但它们的工作原理都是采用节流方式, 以压力损失为代价实现减压。这对于以实现特定功能为追求目标的高压气动系统是可以的, 但对于携带能量有限、以能量使用效率为追求目标的高压动力系统, 如航天、航空和气动汽车等, 减压阀的节流损失是很难接受的。为此在参考文献[3]中提出容积减压法, 利用气体膨胀的方法使压力降低到设定值, 高压容器与低压容器之间没有节流过程中的摩擦能耗损失, 大大提高了高压气动动力系统的效率。超高压大流量气动开关阀是容积减压系统的关键控制元件, 目前, 人们对其研究很少。因此, 这里主要针对一种新型容积减压系统的超高压大流量气动控制开关阀的原理、数学模型和动态特性进行详细的研究。

## 1 超高压大流量开关阀的结构原理

由于高压大流量气动开关阀的气流通道面积较大, 因此作用在阀心上的静压力和气动力都比较大, 如果采用直动式的结构形式, 势必要采用大型电磁铁, 导致庞大的结构尺寸; 而且由于大型电磁

铁的响应速度较低, 将导致气动开关阀的动态性能降低。借鉴液压插装阀的结构特点和工作原理, 通过分析, 设计出气动力平衡式大直径主阀心, 通过高频响小流量电磁先导阀驱动, 保证高压大流量气动阀的动态性能。

图1为所设计的高压大流量气动开关阀结构简化模型。先导级采用高速电磁球阀, 主阀采用气控方式的锥形差动结构。由于电磁阀是比较成熟和稳定的技术<sup>[4,5]</sup>, 因此主要研究由气体控制的主阀开关过程的动态特性。主阀的气控方式和动态特性主要决定于主阀控制腔内的气体充放气过程和状态, 于是, 研究阀的动态特性可以归结为研究主阀控制腔的充放气特性。由于控制腔的容积是时变的, 这与通常的充放气特性不一样, 研究也更具难度。

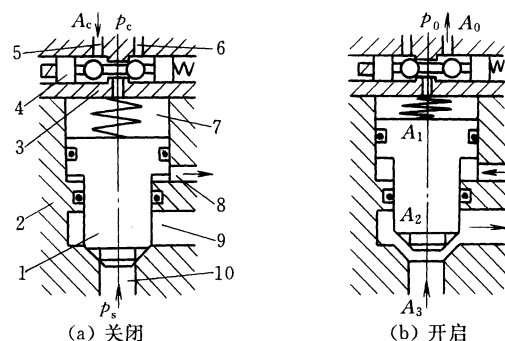


图1 高压气动开关阀结构与控制原理

1.主阀心 2.主阀 3.先导阀 4.先导阀心 5.控制口 6.排气口  
7.主阀控制腔 8.呼吸口 9.气体出口 10.高压气体入口

## 2 阀心动态响应过程分析

高压气动开关阀主阀的动态过程包括先导阀控

\* 国家自然科学基金资助项目(50122115)。20030401 收到初稿, 20030528 收到修改稿

制的主阀心的开启过程和关闭过程。常规气动系统进行动态分析时,一般都用阀心运动过程代替整个动态响应过程来建立数学模型。这种方法忽略了控制容积对整个动态过程的影响,这在低压的常规气动元件的特性分析中不会造成很大误差;但对于高压气动系统,由于气体的压缩率较大,热力学特性在动态响应过程中产生作用,使控制腔容积对高压气动元件的动态特性的影响变得不容忽视。

实际上,主阀开启过程和关闭过程都分别包含主阀心静止的定容积过程和主阀心运动的变容积过程,而且这两种过程的过渡都表现为控制腔气体压力曲线上有转折点。因此提出高压气动阀动态过程细分原则:以定容积过程和变容积过程为单元,以控制腔转折点气体压力为标志,将高压气动开关阀的主阀开启过程细分为控制腔定容积气容放气过程、控制腔变容积气容放气过程;将高压气动开关阀的主阀关闭过程细分为控制腔变容积气容充气过程、控制腔定容积气容充气过程。下面对这些过程进行定义和说明。

**控制腔定容积气容放气过程:**先导电磁阀通电使先导阀心右移,主阀控制腔通低压,使控制腔内的气体开始向排气口放气,导致控制腔内的气体压力逐步降低。由于气体压力尚未降低到主阀心受力平衡被破坏的程度,主阀心还处于静止状态,此时控制腔的容积保持不变。

**控制腔变容积气容放气过程:**当主阀控制腔内的气体压力降到某一个使主阀心开始运动的压力值(转折点压力值) $p_{1c}$ 时,主阀心受力平衡被破坏。主阀心开始移动,主阀控制腔的容积逐渐变小,控制腔内的气体继续通过排气口放气;主阀心运动速度与排气速度的不同步,可能造成主阀控制腔内的压力随主阀心的运动状态产生波动。

**控制腔变容积气容充气过程:**先导电磁阀断电使先导阀心左移,高压控制气体开始向主阀控制腔充气。由于充气初始主阀心紧贴主阀控制腔的最上端,剩余容积很小,控制腔内压力瞬间达到控制气体压力 $p_c$ ,致使主阀心开始移动。高压控制气体继续向控制腔充气使主阀控制腔内的气体压力始终能够驱动主阀心运动;如果进气速度与主阀心运动速度同步,则可使主阀控制腔内的气体压力基本保持稳定,直到主阀完全关闭,这时控制腔内的气体压力为转折点压力 $p_{2c}$ 。

**控制腔定容积气容充气过程:**主阀心完全关闭时,主阀控制腔容积不再变化。高压气体继续充入控制腔,控制腔内的气体压力从转折点压力 $p_{2c}$ 逐步升高,直至达到控制气体压力 $p_c$ ,完成整个操作过

程。该过程对阀的关闭动态性能实际上已经没有贡献,但对下一次主阀的开启过程将产生重要影响。

### 3 数学模型

根据阀的基本结构和工作原理抽象出动态分析的物理模型,如图 2 所示。图 2 中各符号意义: $q_{m1}$ 、 $q_{m2}$  分别为高压气体流经控制腔排气口(先导阀排气口)和控制腔进气口(先导阀进气口)的质量流量; $A_0$  为控制腔排气口面积, $A_c$  为控制腔进气口面积; $A_1$  为锥阀心上端有效面积, $A_2$  为主阀开启状态锥阀心下端有效面积, $A_3$  为主阀关闭状态锥阀心下端有效面积; $y$ 、 $\dot{y}$  和  $\ddot{y}$  分别为主阀心的位移、速度和加速度,箭头方向为正向, $y_m$  为锥阀心最大开度; $m$  为锥阀心质量, $g$  为重力加速度, $k$  为弹簧刚度系数, $c$  为阻尼系数; $F_m$  为作用在锥阀心上的摩擦力, $F_0$  为作用在锥阀心上的弹簧预压力; $p_1$ 、 $\rho_1$  和  $T_1$  分别为放气过程控制气体压力、密度和温度, $p_2$ 、 $\rho_2$  和  $T_2$  分别为充气过程控制腔气体压力、密度和温度, $p_c$ 、 $\rho_c$  和  $T_c$  分别为控制气体压力、密度和温度, $p_0$ 、 $\rho_0$  和  $T_0$  分别为阀外气体压力、密度和温度; $p_s$  为气源高压气体压力。特性方程中用到的其他参数定义: $C_q$  为流量系数, $r$  为气体绝热系数, $R$  为气体常数, $Z$  为气体压缩因子。

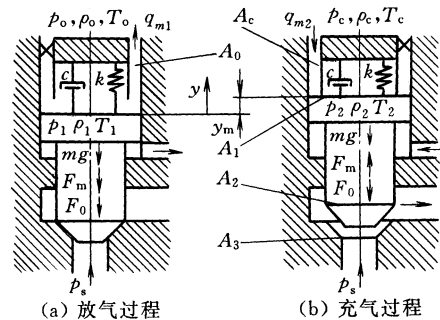


图 2 主阀控制腔充放气动态分析物理模型

参考图 2 所示的动态分析模型,应用热力学定律、质量守恒定律、动量定理、压缩气体状态方程和节流孔气体流量方程,可以得到描述压缩空气在高压气动开关阀控制腔中的特性方程:质量连续方程、能量平衡方程和动力平衡方程<sup>[6]</sup>。再根据高压气动开关阀操作过程细分原则,可以得到描述高压气动开关阀动态特性的数学模型。

#### 3.1 主阀控制腔定容积放气数学模型

主阀控制腔放气过程如图 2a 所示。过程开始时主阀心不动,主阀控制腔向外放气,其内压力 $p_1$ 降低,直至某一转折压力 $p_{1c}$ 时,主阀准备开启。这一阶段都满足 $\sigma = p_0/p_1 \leq 0.528$ ,从而得到主阀开启过

程的控制腔定容积放气过程的数学模型

$$\begin{cases} q_{m1} = C_q A_o \sqrt{\frac{2r}{r-1} \frac{1}{ZRT_c}} p_c^{\frac{r-1}{2r}} p_1^{\frac{r+1}{2r}} \varphi(\sigma) \\ -rZRT_c \left(\frac{p_1}{p_c}\right)^{\frac{r-1}{r}} q_{m1} = A_1 y_m \dot{p}_1 \\ p_{1c} A_1 + mg + F_0 + F_m - p_s A_3 = 0 \\ \varphi(\sigma) = \sqrt{\left(\frac{2}{r+1}\right)^{\frac{2}{r-1}} - \left(\frac{2}{r+1}\right)^{\frac{r+1}{r-1}}} \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} q_{m2} = C_q A_c p_c \sqrt{\frac{2r}{r-1} \frac{1}{ZRT_c}} \varphi(\sigma) \\ rZRT_c q_{m2} = A_1 y_m \dot{p}_2 \\ \varphi(\sigma) = \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_c}\right)^{\frac{2}{r}} - \left(\frac{p_2}{p_c}\right)^{\frac{r+1}{r}}} \end{cases} \quad (4)$$

### 3.2 主阀控制腔变容积放气数学模型

在上一过程基础上，主阀心开始向上运动，主阀开启。主阀控制腔容积随着主阀心的运动发生变化，并继续向外放气，其内压力从  $p_{1c}$  开始变化，直到主阀心完全打开时结束。控制腔排气口的下、上游压力比也都满足  $\sigma = p_o/p_1 \leq 0.528$ ，从而得到主阀开启过程的控制腔变容积放气过程的数学模型

$$\begin{cases} q_{m1} = C_q A_o \sqrt{\frac{2r}{r-1} \frac{1}{ZRT_c}} p_c^{\frac{r-1}{2r}} p_1^{\frac{r+1}{2r}} \varphi(\sigma) \\ -rZRT_c \left(\frac{p_1}{p_c}\right)^{\frac{r-1}{r}} q_{m1} = r p_1 A_1 \dot{y} + A_1 y \dot{p}_1 \\ p_s A_2 - p_1 A_1 - mg - F_0 - F_m = m\ddot{y} + c\dot{y} + ky \\ \varphi(\sigma) = \sqrt{\left(\frac{2}{r+1}\right)^{\frac{2}{r-1}} - \left(\frac{2}{r+1}\right)^{\frac{r+1}{r-1}}} \end{cases} \quad (2)$$

### 3.3 变容积气容充气过程的数学模型

主阀控制腔充气过程如图 2b 所示。过程开始时主阀控制腔内气体压力瞬间达到  $p_c$ ，使主阀心快速起动，并连续向下运动，直到主阀关闭。这一阶段都满足  $\sigma = p_2/p_c > 0.528$ ，从而得到主阀关闭过程的控制腔变容积充气过程的数学模型

$$\begin{cases} q_{m2} = C_q A_c p_c \sqrt{\frac{2r}{r-1} \frac{1}{ZRT_c}} \varphi(\sigma) \\ rZRT_c q_{m2} = r p_2 A_1 \dot{y} + A_1 y \dot{p}_2 \\ p_2 A_1 + mg + F_0 - F_m - p_s A_2 = m\ddot{y} + c\dot{y} + ky \\ \varphi(\sigma) = \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_c}\right)^{\frac{2}{r}} - \left(\frac{p_2}{p_c}\right)^{\frac{r+1}{r}}} \end{cases} \quad (3)$$

### 3.4 定容积气容充气过程的数学模型

在上一过程基础上，主阀心已经完全关闭，控制腔容积不再变化。这时高压气体从转折点气体压力  $p_{2c}$  开始继续向主阀控制腔充气，达到控制气体压力  $p_c$  后结束。这一阶段都满足  $\sigma = p_2/p_c > 0.528$ ，从而得到主阀关闭过程的控制腔定容积充气过程的数学模型

## 4 仿真与试验研究

为了验证上述理论分析的正确性，对建立的超高压气动开关阀的非线性数学模型进行仿真，并与新研制的阀的动态性能测试结果进行比较。阀的基本参数取值为：直径  $D_c=3.6\text{ mm}$ 、 $D_o=3.6\text{ mm}$ 、 $D_1=25\text{ mm}$ 、 $D_2=20\text{ mm}$ 、 $D_3=15\text{ mm}$ ，分别对应面积  $A_c$ 、 $A_o$ 、 $A_1$ 、 $A_2$ 、 $A_3$ ；控制气体压力  $p_c=10\text{ MPa}$ ，气源压力  $p_s=10\text{ MPa}$ ，环境压力  $p_o=0.1\text{ MPa}$ 。仿真利用 Matlab 及其 Simulink 工具箱完成。高压气动开关阀的控制腔动态压力测试装置原理图如图 3 所示，测试试验在浙江大学流体传动及控制国家重点实验室完成。压力测试与仿真结果比较见图 4；主阀心位移仿真曲线见图 5。

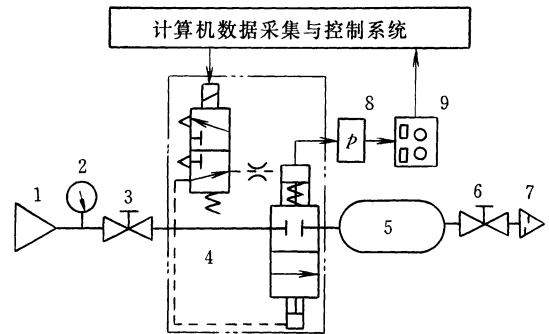


图 3 阀控制腔动态压力测试装置原理图

- 1. 高压气源 2. 压力表 3. 高压截止阀 4. 高压气动开关阀
- 5. 缓冲罐 6. 截止阀 7. 消声器 8. 动态压力传感器 9. 电荷放大器

图 4a 为主阀开启—控制腔放气过程的动态压力仿真和测试曲线。仿真曲线的 A 点为控制腔放气起始点；B 点为主阀心运动起始点，也是控制腔气体压力转折点，该点气体压力值为  $p_{1c}$ ；C 点为主阀心反向运动骤变点(反向运动起始点)，在该点发生转折预示着主阀开启过程不稳定；D 点为主阀心反向运动结束点，E 点为主阀心第二个反向运动骤变点。AB 段表示控制腔定容积放气过程；BC 段表示主阀心在气体压力作用下的加速运动过程，CD 段表示主阀心在控制腔气体压力作用下的反向运动过程，DE 段表示主阀心在气体压力作用下的二次加速运动过程，这三段都属于控制腔变容积放气过

程。仿真曲线上表现出主阀开启运动过程中控制腔压力脉动较大,是不稳定过程,必须设法避免。从图 4a 可以看出,阀的实际运动过程比理论计算的要稳定。

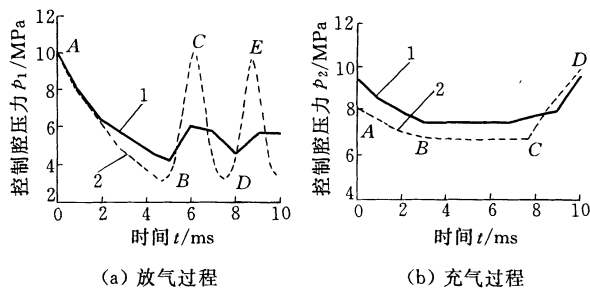


图 4 主阀控制腔充放气动态过程压力曲线

1. 试验曲线 2. 仿真曲线

测试曲线与仿真曲线比较可以看出,控制腔的压力变化响应时间的计算值与实测值是相符的,理论与实际误差在 10% 以内。由此可以得出,若不进行细分,建立的数学模型就没有包含 *AB* 段。该过程经历的时间占主阀心开启过程所需时间的 50% 左右,对阀的开启动态性能产生决定性影响。试验与仿真结果对比证明,应用细分原则建立的高压气动开关阀的主阀开启过程的数学模型是合理的。

图 4b 为主阀关闭—控制腔充气过程的动态压力仿真和测试曲线。仿真曲线的 *A* 点为主阀心运动起始点; *B* 点为主阀心平稳运动起始点; *C* 点为主阀心运动结束点,也是控制腔气体压力转折点,该点气体压力值为  $p_{2c}$ ; *D* 点为控制腔充气结束点。*AB* 段表示主阀心在气体压力作用下的加速运动过程, *BC* 段表示主阀心在控制腔气体压力作用下的匀速运动过程,这两段为控制腔变容积充气过程; *CD* 段表示控制腔定容积充气过程,该过程对阀的关闭动态性能虽然没有贡献,但对下一次主阀的开启过程产生重要影响,是不可缺少的。

测试曲线与仿真曲线比较可以看出,控制腔的压力变化响应时间的计算值与实测值是相符的,误差在 10% 以内。阀实际运动所需的压力与理论计算的比较,误差也在 10% 以内。由此可以得出,如果不进行细分,建立的数学模型就没有包含 *CD* 段,这与实测结果明显不符。试验与仿真结果对比证明,应用细分原则建立的高压气动开关阀的主阀关闭过程的数学模型是合理的。

图 5 所示为主阀开启和关闭动态过程的主阀心位移仿真曲线。可以看出,关闭过程中主阀心运动比较平稳;开启过程中主阀心运动出现波动,与放气过程中的压力波动相对应。因此,可以通过主阀控制腔的压力测试曲线来预测主阀心的运动状态。

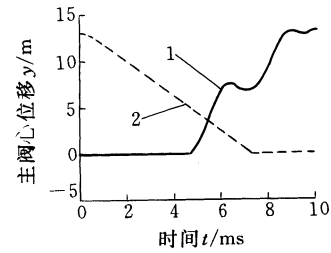


图 5 主阀心位移仿真曲线

1. 开启过程 2. 关闭过程

## 5 影响阀性能的主要因素分析

通过仿真研究,在高压情况下,摩擦力、弹簧刚度和阀心质量等参数对高压气动开关阀的动态特性的影响,相对于阀的几何结构参数的影响要小得多。因此下面主要分析几何参数对高压气动开关阀的影响规律。

### 5.1 先导阀通径的影响

主阀控制腔进、排气口面积(通径)就是先导阀进、排气控制口面积(通径),以下统称先导阀通径,它是高压气动开关阀重要的设计参数之一。用细分原则建立的数学模型进行仿真,得出不同的先导阀通径对应的高压气动开关阀的主阀开启过程和关闭过程的响应时间如表 1 所示。

表 1 阀的响应时间随先导阀通径的变化

先导阀通径	放气时间	充气时间	先导阀通径	放气时间	充气时间
$d_1/\text{mm}$	$t_1/\text{ms}$	$t_2/\text{ms}$	$d_1/\text{mm}$	$t_1/\text{ms}$	$t_2/\text{ms}$
3	13.0	9.94	8	2.32	2.08
4	7.46	4.77	10	1.89	1.86
6	3.30	2.64			

从表 1 可以看出:先导阀通径增大,主阀的开启和关闭时间都缩短;不过,随着先导阀通径增大,变化率逐渐减小;同时,先导阀通径的增大预示着先导阀的结构尺寸增大,动态响应降低。这些说明增大先导阀通径有一个上限。

仿真还发现,如果先导阀通径过小,主阀开启过程可能不稳定。因此,为了保证主阀的开启过程稳定,先导阀通径必须大于一个临界值。这个临界值可以通过仿真找到。超高压气动开关阀的总体动态性能优化的途径之一是综合考虑先导阀与主阀的动态响应。

### 5.2 控制腔直径的影响

主阀控制腔直径(面积)也是高压气动开关阀重要的设计参数之一。根据建立的数学模型进行仿真,得出不同控制腔直径对应的高压气动开关阀的主阀开启和关闭的响应时间如表 2 所示。

从表 2 可以看出:随着控制腔直径增大主阀开

启过程时间延长;反之,控制腔直径越小,主阀开启时间越短,但主阀开启时的压力冲击增大。

表2 阀的响应时间随控制腔直径的变化

控制腔直径 $d_1/\text{mm}$	放气时间 $t_1/\text{ms}$	充气时间 $t_2/\text{ms}$	控制腔直径 $d_1/\text{mm}$	放气时间 $t_1/\text{ms}$	充气时间 $t_2/\text{ms}$
21	4.02	8.17	25	7.46	4.77
23	6.11	4.81	28	11.1	5.22
24	6.77	4.70			

对于主阀关闭过程,控制腔直径较小,主阀开启时间较长;随着控制腔直径增大,主阀开启时间缩短,但当控制腔直径增大到某一值时,开启时间也开始延长;因此主阀关闭的总时间有一个最优值。

仿真结果表明,通过选择控制腔的直径,可以调整主阀开启过程与关闭过程的时间对比关系。控制腔直径确定合理,可使主阀开启和关闭都较快,如  $D_1=24\text{ mm}$  时为仿真工况下控制腔直径最优值。

仿真过程中还发现,控制腔放气过程的气体压力曲线都出现脉动。这是先导阀通径较小造成的,只通过调整控制腔直径不能改变其特性。

## 6 结论

提出超高压大流量气动开关阀的动态过程细分原则;为正确建立高压气动元件的数学模型打下了理论基础。

电磁先导控制气动力平衡式超高压气动开关阀是可行的。先导阀的通径决定了主阀开启过程的稳定性,先导阀通径存在最小临界值,该值可以通过仿真或试验确定;先导阀与主阀的动态性能应合理匹配。

主阀控制腔直径决定了主阀开启过程和关闭过程的时间对比关系,直径越大,开启时间越长;直径越小,关闭时间越长;利用建立的模型进行仿真,可以找到满足高压气动开关阀动态性能要求的控制腔直径的最优值。

## 参 考 文 献

- 1 刘祖前. 超高压气动减压阀的研究. 液压与气动, 1999(3): 62~63
- 2 杨曙东, 李壮云. 一种大流量气动定差压力控制阀的研究. 机械科学与技术, 2001(3): 449~453
- 3 Jia G Z, Wang X Y, Chen Y, et al. Analysis of energy control system of the car driven by compressed air power. In: Proceedings of IEE Control Conference 2002-One Conference in Two Cities. Hong Kong and Hangzhon, China,

2002: 171~177

- 4 周新建. C型电磁换向球阀性能分析. 重型机械, 2001(3): 42~44
- 5 Viktor Szente, Janos Vad. Computational and experimental investigation on solenoid valve dynamics. In: 2001 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics Proceedings. Como, Italy, 2001: 618~623
- 6 Jia G Z, Wang X Y, Tao G L, et al. Study on dynamic property of extra-high pressure pneumatic on-off control valve. In: Li Z Y eds. Proceedings of the ISFP'2003. Wuhan, China, 2003: 342~347

## STUDY ON EXTRA HIGH PRESSURE AND LARGE FLOW RATE PNEUMATIC ON-OFF VALVE

Jia Guangzheng Wang Xuanyin Wu Genmao  
(The State Key Lab of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027)

**Abstract:** The extra-high pressure pneumatic on-off valve is very important part in a new pressure reducing method by expander that is used for enhancing the efficiency of extra-high pressure pneumatic power system. The operation principle and dynamic property of the valve are detailedly investigated by means of theoretical and experimental way. The problem of needing large driving power and slowing response in extra-high pressure pneumatic on-off valve is solved by means of pneumatic dynamic force balance method. A two-stage valve that used a pilot solenoid spherical valve to control a large flow-rate poppet valve is developed. The definitions and rules of dynamic processes based on the control chamber volume changing or not, and on the key pressure points in the control chamber are put forward. The mathematical models of the valve are obtained based on above definitions and rules. Some influencing factors to the valve are analyzed. The results show that the dynamic property of the valve is corresponding between simulation and test.

**Key words:** Extra-high pressure pneumatic  
Pneumatic on-off valve  
Model Dynamic property

作者简介: 贾光政, 男, 1965年出生, 副教授, 在职博士研究生, 主要从事流体传动及控制方面的科研工作, 发表论文20余篇。

E-mail: jgz@zju.edu.cn