

逆向卸荷式气体减压阀的静态特性分析

尤裕荣, 曾维亮

(陕西动力机械设计研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 对影响减压阀压力调节精度的非线性因素——摩擦力和流体稳态力进行了研究与讨论, 建立了逆向卸荷式气体减压阀的静态特性数学模型, 其中计算结果与实验结果相吻合。分析结果表明, 摩擦力和流体稳态力对减压阀的静态特性偏差有着不同程度的影响, 因此在设计过程中应该考虑摩擦力、流体稳态力对减压阀静态特性的影响。

关键词: 减压阀; 静态特性; 非线性因素

中图分类号: V432

文献标识码: A

文章编号: (2005)04-0015-06

Analysis on static characteristics of reverse balanced pressure reducing valve

You Yurong, Zeng Weiliang

(Shaanxi Power Machine Design and Research Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: A PRV static characteristics mathematical model was developed by analyzing the nonlinear factors —frictional and fluid dynamic forces that influence the PRV regulate accuracy. Calculation results accord with experiment results, it indicates that frictional and fluid dynamic forces have some influence on the static characteristic deviation of PRV. Special attention should be paid on frictional and fluid dynamic forces during the design process.

Key words: pressure reducing valve; static characteristics; nonlinear factors

符号说明:

C	流量、流速系数, 无量纲	F	作用力, N
D	直径, mm	A	面积, mm^2
P	压力, MPa	x	长度、开度, mm

收稿日期: 2005-03-10; 修回日期: 2005-04-15。

作者简介: 尤裕荣(1978—), 男, 硕士, 研究领域为流体系统组件设计及仿真。

k	绝热指数, 无量纲	E	O 型密封圈弹性模量, MPa
R	气体常数, J/(kg · K)	e	O 型密封圈预压缩率, 无量纲
T	温度, K	m	Poisson 系数, 无量纲
K	总的弹簧刚度, N/mm	h	焓, J/kg
X	阀芯所移动位移, mm	q	阀座凸角, rad

下标:

d1	节流口流量	mb	膜片
d2	出口流量	a	大气
u1	节流口流速	fr	摩擦
1	节流口、高压腔	fl	气动力
2	出口、低压腔	0	初始
o	O 型密封圈	sm0	主弹簧预压缩量
k	弹簧预紧力	ss0	副弹簧预压缩量
vc	阀芯	mb0	膜片预压缩量
st	静摩擦	t	控制体出

1 引言

减压阀是姿控发动机系统关键的调节元件, 其出口压力精度直接影响到姿控发动机系统调节的准确性。它是通过启闭件(阀芯)节流, 将流体压力降低, 并利用自身能量使出口压力自动满足预定要求的阀门。特别是在冷气姿控发动机系统上应用的这类减压阀(工作原理如图1所示), 其出口压力直接影响到发动机系统的工作状态, 因此要求出口压力精度高、动态特性好。即使在流量变化大(0~110g/s)的情况下仍要求出口压力偏差小。减压阀的作用一是减压, 二是稳压。减压的过程是高压气体流过减压阀的阀芯与阀座之间形成的狭窄通道时, 气体受到节流, 从而引起压降。节流的过程是一个不可逆的过程, 节流时气体分子间发生撞击、摩擦和涡流, 气体处于不平衡状态。节流的压降取决于阀芯与阀座之间的开度, 当出口流量一定时, 开度越小, 则压降

越大, 反之越小。稳压的过程则是作用在运动件上力的平衡调节过程。

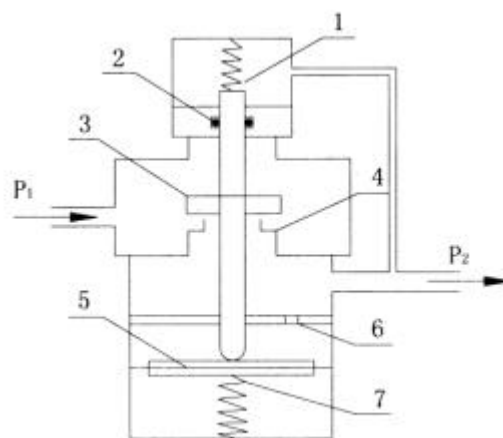


图1 逆向卸荷式减压阀结构原理图

1—副弹簧；2—O 型密封圈；3—阀芯
4—阀座；5—膜片；6—阻尼罩；7—主弹簧

Fig.1 Diagram of reverse balanced PRV

2 静态数学模型

2.1 假设条件

在建立减压阀静态数学模型时, 作如下假设:

(1) 工作介质视为理想气体, 气流为定常绝热流动;

(2) 阀腔内气体参数采用集中参数法来描述;

(3) 不计密封比压, 即密封不良造成的气体泄漏流量的影响;

(4) 忽略气体的位能, 同时气体的动能与内能相比很小, 可忽略不计。

2.2 基本方程

(1) 质量流量方程

设当减压阀处于稳定工作状态时, 阀芯的开度为 x 。一般情况下, 可将节流口及小孔近似当作收缩喷嘴来处理^[1], 因此, 可得节流口处的质量流量

$$q_{m1} = \frac{C_{d1} \delta D_1 x P_1}{\sqrt{RT_1}} \mathbf{j} \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (1)$$

对于本文所讨论的高压减压阀, 高压气体经节流后, 前后压比始终小于临界压比 ($P_2/P_1 < e_0$), 所以有

$$\mathbf{j} \left(\frac{P_2}{P_1} \right) = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{(k+1)}}$$

(2) 质量守恒方程

由质量守恒定律, 可知减压阀在稳定工况下的进、出口质量流量相等, 即有

$$q_{m1} = \text{Const} \quad (2)$$

(3) 能量守恒方程

当减压阀稳定工作时, 气体流经节流口后, 在节流口处气流内部产生强烈扰动, 各个参数有较大差异, 但在距节流口稍远的上、下游处, 则呈稳定, 且同一截面各个参数均匀一致^[2]。这时, 一般情况下, 上、下游截面处的流速变化不大, 动能差也常可忽略。因此, 由能量守恒定律, 可知减压阀进出口气流能量方程可简化为

$$h_1 = h_2 \quad (3)$$

即 $T_1 = T_2$, 因此减压阀稳定工作时可视为等温过程。

(4) 运动系统的力平衡方程

对减压阀的阀芯等运动组件进行受力分析, 可得运动系统的力平衡方程

$$P_1 A_{vc} + P_2 (A_{mb} - A_{vc}) - P_a A_{mb} - KX - F_k - F_{fr} - F_{fl} = 0 \quad (4)$$

3 非线性因素的分析与讨论

3.1 摩擦力的分析

对于 O 型密封圈的摩擦力可以认为是密封摩擦和负载摩擦的组合。O 型密封圈作用在密封面上的摩擦力大小, 文献[3]已作了具体的分析, 但实际上作用在密封圈上的高压气体都会造成变形而产生负载摩擦力。因此, 结合其讨论的结果可得 O 型密封圈作用在阀芯上的摩擦力大小为

$$F_{fr} = F_{fro} + F_{frp} \quad (5)$$

式中, F_{fro} 为 O 型密封圈的预压缩所导致的密封

摩擦力, $F_{fro} = \frac{0.2 \delta_{st}^2 D_o d_o E e}{1-m}$; F_{frp} 为进、出口压力

作用所导致的负载摩擦力, $F_{frp} = A_{frp} (P_1 - P_2)$, 其

中 $A_{frp} = \frac{m f_{st} \delta D_o d_o}{1-m}$ 称之为等效负载作用面积。

3.2 气体稳态力分析

气体稳态流动作用力是影响减压阀压力精度的一个主要因素之一。但实际上气体在阀内流道的流动情况极为复杂, 同时由于气体的可压缩性都使得理论上的研究变得更加困难, 且与实际结果相差也较大。因此, 这里对阀腔内气体采用集中参数法近似处理后进行分析 (如图2所示)。

对于理想气体, 忽略其质量力。则由动量守恒方程可得, 气体的稳态流动作用力为^[4]

$$F_{fl} = F_z = q_{m1} u_1 \sin \mathbf{q} - q_{m1} u_t \quad (6)$$

由节流口及出口处的流量方程及与流速关系, 可得阀芯所受的气体稳态作用力的大小

$$F_{fl} = \frac{1}{2} C_{u1} \sqrt{RT} q_{m1} \mathbf{j} \sin 2\mathbf{q} - \frac{RT q_m^2}{A_t P_2} \quad (7)$$

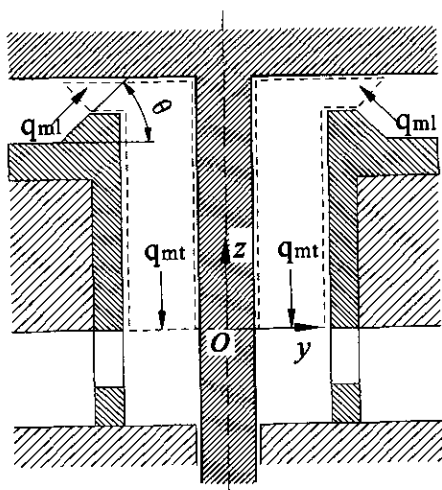


图2 流体稳态力分析示意图

Fig.2 Diagram of fluid dynamic force analysis

4 减压阀静态特性的数值计算

一般情况下,减压阀试验过程中是采用限流孔来模拟负载流量,对减压阀的静态性能进行检验。若忽略减压阀与限流孔连接管路段的沿程损失,则可得减压阀出口的容积流量为

$$q_{v2} = C_{d2} A_2 \sqrt{RT} j \left(\frac{P_a}{P_2} \right) \quad (8)$$

并由式(1)可得

$$x = \frac{C_{d2} A_2 \frac{P_2}{C_{d1} P D_1 \frac{P_1}{P_1}}}{C_{d1} P D_1 \frac{P_1}{P_1}} \quad (9)$$

把上式及式(5)、(7)代入式(4),整理得

$$\begin{aligned} & (A_{vc} - A_{frp}) P_1 + (A_{frp} + A_{mb} - A_{vc} - \\ & \frac{1}{2} C_{u1} C_{d2} A_2 j^2 \sin 2\theta + \frac{C_{d2}^2 A_2^2 j^2}{A_t}) P_2 + \\ & \frac{KC_{d2} A_2}{C_{d1} P D_1} \cdot \frac{P_2}{P_1} - P_a A_{mb} - F_{fro} - F_k - Kx_0 = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

上式即为减压阀的静态特性数学模型。

4.1 计算与试验结果比较

减压阀的试验系统如图3所示,其中三个限流孔分别对应减压阀的三种不同流量。

试验的主要参数如下:

入口压力变化范围: 4.0~30.0MPa;

额定出口压力: 2.1MPa。

试验介质采用压缩空气。试验时,由电磁阀分别打开三个孔径为不大于6.0mm的限流孔,使减压阀入口压力从30.0MPa逐渐降低到4.0MPa,这时测出减压阀出口压力,测量结果见表1。

利用以上所建立的减压阀数学模型,并引入相关修正系数,对减压阀的静态特性进行了计算。

计算与试验结果比较如图4所示,从中可以看出,两者吻合较好,表明所建立的减压阀静态特性数学模型的正确性。

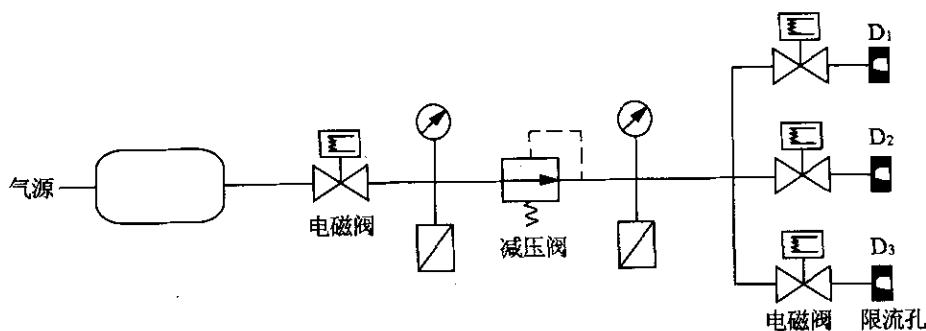


图3 减压阀的试验系统图

Fig.3 Diagram of PRV experiment system

表 1 减压阀静态压力特性实测与计算结果

Tab.1 Experiment results & calculation results of PRV static characteristics

入口 压力/MPa	限流孔 D ₁			限流孔 D ₂			限流孔 D ₃		
	实测值 /MPa	计算值 /MPa	误差/ (%)	实测值 /MPa	计算值 /MPa	误差/ (%)	实测值 /MPa	计算值 /MPa	误差/ (%)
4	2.216	2.214	-0.090	2.073	2.076	0.145	2.024	2.024	0
7	2.218	2.215	-0.135	2.095	2.094	-0.048	2.052	2.048	-0.195
9	2.214	2.213	-0.045	2.098	2.097	-0.047	2.056	2.053	-0.146
11	2.210	2.210	0	2.097	2.097	0	2.056	2.055	-0.048
13	2.205	2.207	0.090	2.095	2.096	0.048	2.053	2.055	0.097
17	2.198	2.200	0.091	2.090	2.092	0.095	2.050	2.052	0.097
20	2.191	2.194	0.137	2.086	2.088	0.096	2.047	2.049	0.098
24	2.186	2.186	0	2.083	2.082	-0.048	2.046	2.043	-0.147
28	2.178	2.178	0	2.077	2.075	-0.096	2.042	2.037	-0.245
30	2.174	2.174	0	2.076	2.072	-0.193	2.036	2.033	-0.147

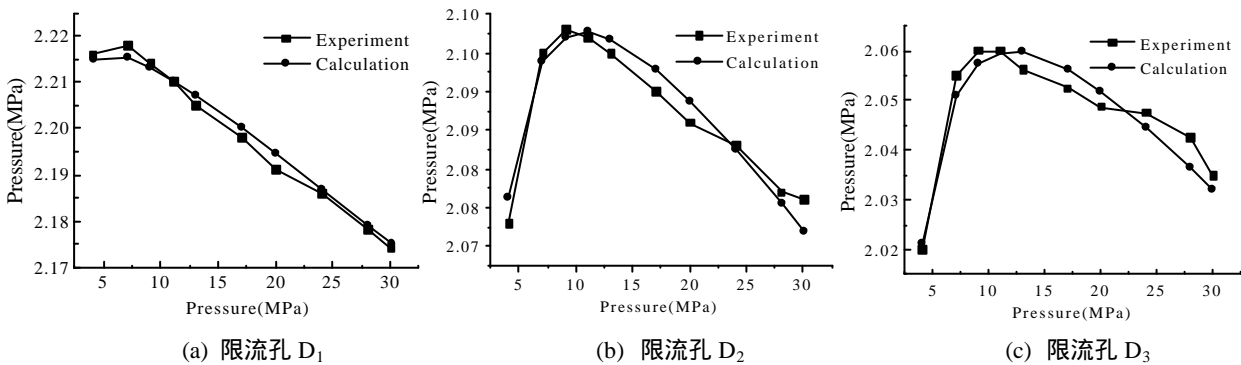


图 4 计算与实验结果比较

Fig.4 Comparison between calculation results and experiment results

4.2 结构参数对压力特性的影响

在实际情况下，影响减压阀静态特性的因素比较多，如工作压力、温度等环境因素，此外减压阀的设计结构参数以及减压阀零件装配的误差都在一定程度上影响到减压阀的静态特性。但结构参数是影响静态特性的主要因素，减压阀结构参数设计的是否合理直接影响到其工作过程压力特性的好坏^[5]。在此，利用该模型对减压阀在不同结构参数下的压力特性进行比较计算，计算结果如图 5 所示。

从图 5(a)计算结果的比较可以看出，当摩擦系数 $f_{1\sim4}$ 为 0~0.1 变化时，摩擦力对压力特性的影响相当大，若不考虑摩擦力的作用，则出口压力随着入口压力的增加而降低，其负偏差较大；当摩擦力越大时，则出口压力随着入口压力的增加而升高，且正偏差越大。这主要是由于密封圈上的负载摩擦力随着入口压力的增大而增大所造成的。可见，摩擦力并不对减压阀的压力特性存在绝对的负面影响，因为，这也涉及到气体作用在阀芯上的不平衡面积与膜片的面积相匹配问题。

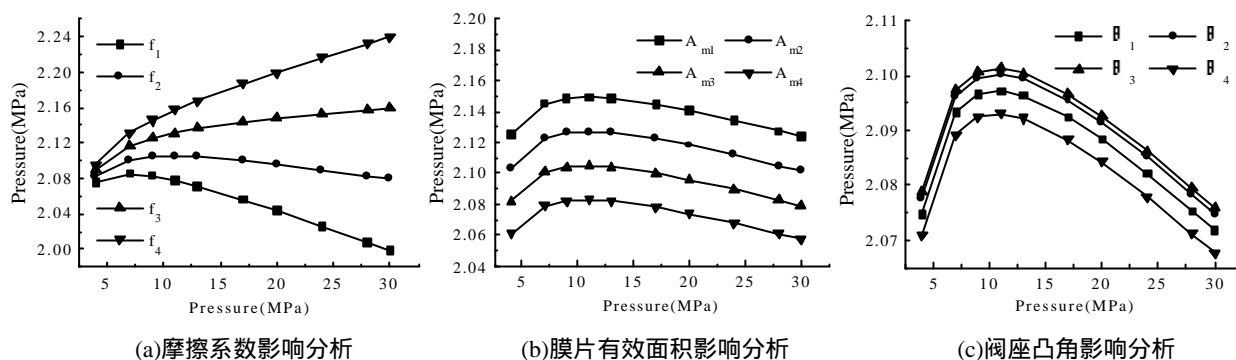


图 5 主要参数对压力特性影响计算

Fig.5 Influence of main parameters on pressure characteristics

气体作用在阀芯上的不平衡面积与膜片面积决定了减压阀的压力调节精度。由图 5(b)计算结果可以看出, 不同的膜片面积 (计算时取 $A_{m1} \sim A_{m4} = 15 \sim 16 \text{ cm}^2$), 其压力偏差变化趋势基本相同, 只是整体压力的大小不同。当膜片面积越大, 则低压气体作用在膜片上的压力也越大, 从而使得运动件往下偏移, 阀芯开度变小, 因此, 出口压力也就越小; 反之, 出口压力越大。所以, 在减压阀的设计过程中, 膜片面积以及阀芯上不平衡面积的设计参数直接决定了减压阀工作过程中出口压力调节精度的高低。

另外, 阀座凸角 ($q_{1-4} = 15 \sim 90^\circ$) 的大小也对减压阀的稳态精度存在较大的影响。

计算结果表明, 当阀座凸角为 $q_3 = 45^\circ$ 时, 流体的稳态力达到最大值。流体的稳态力作用在阀芯表面上, 相当于在阀芯的运动组件上附加了一个刚度, 且其大小与流量大小成正比。因此, 在设计过程中, 特别是对于大流量、高精度的减压阀, 可以适当增加阀座凸角的大小 ($q > 45^\circ$), 既有利于提高减压阀的压力调节精度, 又可保证密封的可靠性。

5 结论

通过理论计算与实验结果进行比较, 验证了

所建立减压阀静态数学模型的正确性, 并对影响减压阀静态压力特性的主要参数进行了分析, 结果表明了摩擦力与流体稳态力对减压阀的静态特性偏差有着很大影响。因此, 在减压阀的设计计算过程中, 除了重点考虑阀芯上的不平衡面积和膜片面积外, 还要注意其他非线性因素的影响, 且在实际设计过程中应给予考虑。

参考文献:

- [1] 成大先主编. 机械设计手册 第四版, 第 5 卷 [M]. 化学工业出版社, 2002.
- [2] 朱明善, 刘颖, 林兆庄, 彭晓峰. 工程热力学 [M]. 清华大学出版社, 1995.
- [3] 徐辅仁. O 型密封圈引起的摩擦力的计算 [J]. 润滑与密封, 1989 (1): 32-34.
- [4] 王世忠. 空气动力学 [M]. 哈尔滨工业大学出版社, 1998.
- [5] 魏超, 刘可望. 逆向卸荷式减压阀特性分析 [J]. 火箭推进, 1990, (4).

(编辑: 王建喜)