

# 噴嘴-挡板式液压控制元件 力特性的实验研究

曹 泛

## 摘 要

在液压随动系统中,广泛采用了喷嘴-挡板式液压放大器。本文通过一系列的实验,研究了喷嘴-挡板元件的力特性。实验中采用了不同内径的尖锐稜边喷嘴及具有不同端面外径与内径比值(相对直径)的非尖锐稜边喷嘴。

实验和理论分析结果表明,对于尖锐稜边的喷嘴,作用在挡板上的力与工作压力成比例关系,而与喷嘴和挡板之间的位移关系很小;对于非尖锐稜边喷嘴,力、位移和工作压力之间的实验特性曲线是非线性的和不对称的。

作者认为在功率控制液压放大器中,采用尖锐稜边的喷嘴是最适宜的。

## 一、简 述

在高精度的电液随动系统中,节流控制的喷嘴-挡板式液压放大器(图1)得到了广泛的采用。这种液压放大器是借移动挡板改变节流程度的来控制输出压力 $p$ 的大小。在随动系统中,它的输入特性量可以是挡板相对于喷嘴端面的位移 $x$ ,也可以是作用在挡板上的力 $P$ 。由于在调节过程中,一般没有相对机械摩擦表面,且结构比较简单、动作灵敏等,因而这种液压放大器具有非常良好的静动特性。目前国外对这种放大器及其组成元件的理论及实验研究,都很重视,并且发表了不少文章。但是,由于实验初始条件及所作假定不相同,加上这种液压放大器的变化参数较多,因此所得结果往往也不一致,难以得出一些普遍适用的简便公式。本文仅对这种液压放大器的最主要元件喷嘴-挡板的静特性进行初步的实验研究。当这种放大器用于控制系统中时,喷嘴-挡板元件的力特性(即液流作用在挡板上的力)具有重要意义。尤其是当它按所谓力补偿原理工作(即输入以力作为特性量)时,对设计研究人员来说就更感兴趣。本文主要通过实验来研究在液压放大器工作过程中作用在挡板上力 $P$ 的大小及其随主要结构参数及液压参数的改变而变化的情况,特别是研究输出压力 $p$ 与输入力 $P$ 之间的关系在什么情况下最佳,以及力的简单计算方法。

实验样品的结构尺寸见图2。为了研究喷嘴端面外径 $D$ 的相对直径 $K = \frac{D}{d_c}$ 对力 $P$ 的影响,曾对一组不同 $K$ 值的喷嘴进行了试验,它们的尺寸列在表1中。

实验所采用的工作液体为AMΓ-10液压油,这种液压油的密度 $\gamma$ 经实测为0.84克/厘米<sup>3</sup>(温度为40—50℃)。

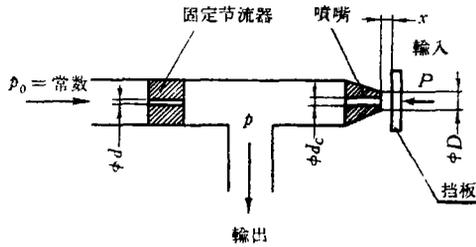


图 1. 喷嘴-挡板式液压节流放大器的原理图

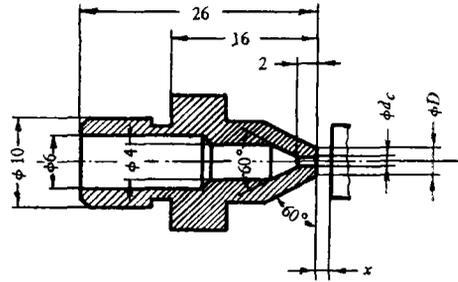


图 2. 喷嘴结构图

表 1. 喷嘴尺寸

编 号	1	2	3	4	5	6
$d_c$ (毫米)	0.535	0.520	0.510	0.520	0.540	1.00
$D$ (毫米)	0.68	0.98	1.40	1.62	2.98	1.16
$K = \frac{D}{d_c}$	1.27	1.88	2.75	3.12	5.52	1.16

## 二、初步分析

根据已发表的文献分析,当挡板相对于喷嘴的距离  $x$  小于  $d_c/4$  时,也就是说还起节流作用时,液流作用在挡板上的力主要是由两部分组成:液流通过节流缝隙到达挡板时由于速度的改变而产生的对挡板的动压力  $P_1$  以及液体作用在挡板上的静压作用力  $P_2$ 。

动压力  $P_1$  为

$$P_1 = \frac{\rho}{F} Q^2, \tag{1}$$

式中  $Q$ ——液体通过喷嘴的体积流量;

$\rho$ ——液体的质量密度,  $\rho = \frac{\gamma}{g}$ ;

$F$ ——喷嘴内孔的断面积,  $F = \frac{\pi}{4} d_c^2$ 。

静压作用力  $P_2$  取决于挡板与喷嘴端面之间液体压力的分布,它可以分为两部分:

1. 在喷嘴液流出口断面  $F$  上的压力分布,它可近似地视为是均匀的,其作用力为

$$P_{21} = F p_c, \tag{2}$$

而

$$p_c = p - p_\theta, \tag{3}$$

$$p_\theta = \frac{Q^2}{\mu_1^2 F^2 \frac{2q}{\gamma}}, \tag{4}$$

式中  $p_c$ ——喷嘴出口处的液体压力;

$p_\theta$ ——液流流过喷嘴时的压力损失;

$\mu_1$ ——喷嘴本身的流量系数。

图 3 上示出了两种不同内径喷嘴的  $Q(p_\theta)$ 、 $\mu_1(p_\theta)$  的实验曲线。由图可知,流量  $Q$  与压力损失  $p_\theta$  近似地为一个二次抛物线关系  $\mu_1$  值随流量  $Q$  及喷嘴直径的不同而变化,并

與噴嘴的內部結構有關。在初始設計計算時，可近似地取  $\mu_1 = 0.8$ 。

2. 在噴嘴端面部位擋板上的壓力分布  $p_r(r)$ 。它的作用力  $P_{22}$  為

$$P_{22} = 2\pi \int_{d_c/2}^{D/2} p_r(r) dr. \quad (5)$$

壓力  $p_r(r)$  的分布規律是比較複雜的，目前有關文獻還沒有確切可靠的解。根據我們的實驗研究結果，對於稜邊尖銳 ( $K < 1.3$ ) 的噴嘴， $P_{22}$  是極小的，因而可以忽略不計。對於端面面積較大（即  $K > 1.3$ ）的噴嘴，則另有規律，這將在後面的實驗結果說明之。這樣，作用力  $P$  的大小對  $K < 1.3$  的噴嘴，

$$P = P_1 + P_{21}; \quad (6)$$

而對  $K > 1.3$  的噴嘴，

$$P = P_1 + P_{21} + P_{22}. \quad (7)$$

### 三、實驗研究結果

為了研究噴嘴-擋板式液壓控制元件的力特性，我們曾在圖 4 所示的實驗裝置上對在表 1 中六種不同結構尺寸的噴嘴，進行一系列的試驗。現把實驗研究結果分兩種情況進行分析。

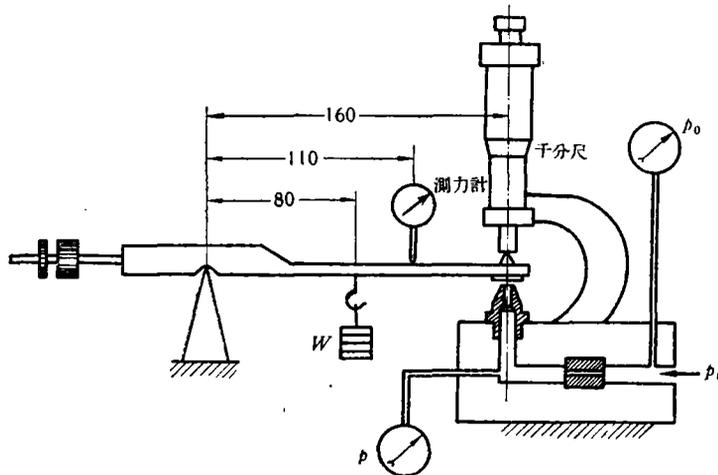


圖 4. 力特性實驗裝置原理圖

#### 1. 尖銳稜邊的噴嘴 ( $K < 1.3$ )

我們曾對直徑為  $d_c = 0.535$  毫米及 1.00 毫米、相對直徑  $K = 1.28$  及 1.16 的兩種噴嘴進行了一系列的試驗。噴嘴前的壓力值  $p$  採用在放大器中常用的壓力範圍 0—30 公

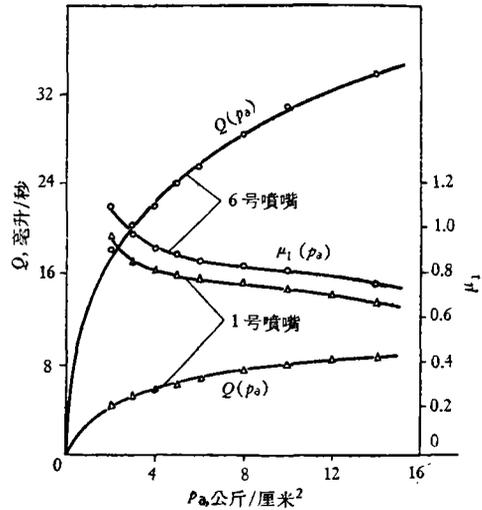


圖 3. 噴嘴壓力損失與流量關係的實驗曲線  
1 號噴嘴  $d_c = 0.535$  毫米，6 號噴嘴  $d_c = 1.00$  毫米

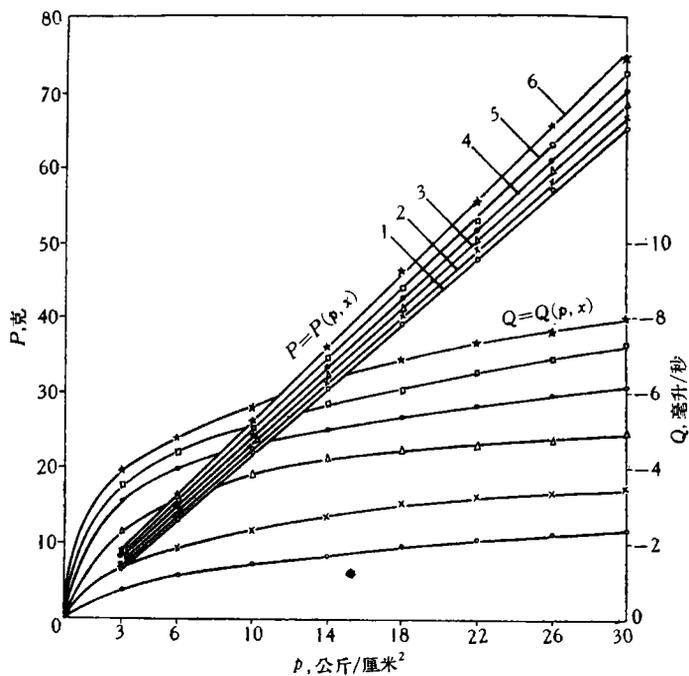


图 5. 流量特性曲线  $Q(p, x)$  及力特性曲线  $P(p, x)$  (1号喷嘴)

1— $x = 0.02$ ; 2— $x = 0.04$ ; 3— $x = 0.06$ ; 4— $x = 0.08$ ; 5— $x = 0.10$ ; 6— $x = 0.12$

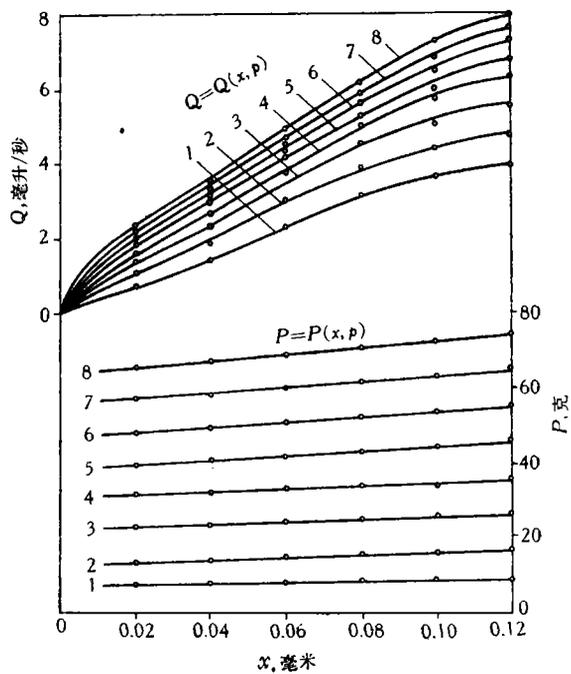


图 6. 流量特性曲线  $Q(x, p)$  及力特性曲线  $P(x, p)$  (1号喷嘴)

1— $p = 3$ ; 2— $p = 6$ ; 3— $p = 10$ ; 4— $p = 14$ ; 5— $p = 18$ ; 6— $p = 22$ ; 7— $p = 26$ ; 8— $p = 30$

斤/厘米<sup>2</sup>，并取 8 个間隔 ( $p = 3, 6, 10, 14, 18, 22, 26, 30$ )。挡板相对噴嘴端面的距离  $x$  取在工作范围内(即  $x < d_c/4$ )的 6 个間隔。

在图 5, 7 及图 6, 8 上分别示出两种噴嘴的不同横坐标及参变量的流量及力的实验特性曲线  $Q(p, x)$ ,  $P(p, x)$  及  $Q(x, p)$ ,  $P(x, p)$ 。

从图 5, 7 上可以看出，对于在工作范围内的每一个  $x$  值，挡板作用力  $P$  与工作压力  $p$  成直綫比例关系。这可由下面的公式中說明之。根据上述公式可得

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= \frac{2}{F} [\mu\pi d_c x]^2 p, \\ P_{21} &= \left[ 1 - \left( \frac{\mu\pi d_c x}{\mu_1 F} \right)^2 \right] F p, \\ P &= F p + \left[ \left( 2 - \frac{1}{\mu_1^2} \right) \frac{(\mu\pi d_c x)^2}{F} \right] p. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

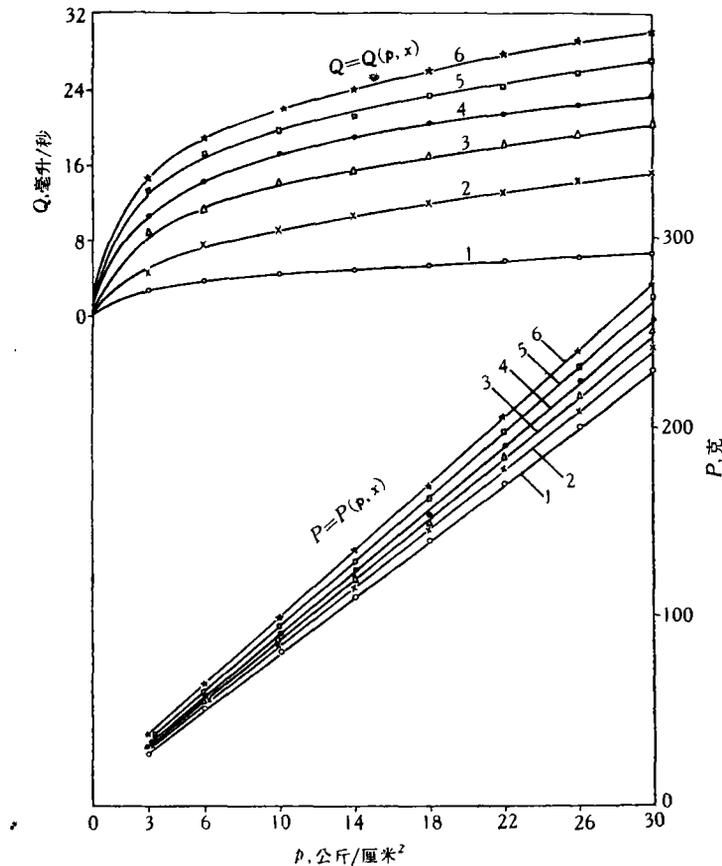


图 7. 流量特性曲线  $Q(p, x)$  及力特性曲线  $P(p, x)$  (6 号噴嘴)

1— $x = 0.04$ ; 2— $x = 0.08$ ; 3— $x = 0.12$ ; 4— $x = 0.16$ ; 5— $x = 0.20$ ; 6— $x = 0.24$

对于一定的  $x$  值，流量系数  $\mu$  (噴嘴-挡板的总流量系数) 的变化是极小的<sup>[2]</sup>。所以由式 (8) 可知， $P_1$ ,  $P_{21}$  及  $P$  与工作压力  $p$  成直綫比例关系。

此外, 式 (8) 还说明当工作压力  $p$  为一定时, 力  $P_1$  随距离  $x$  的增加而升高, 而  $P_{21}$  则

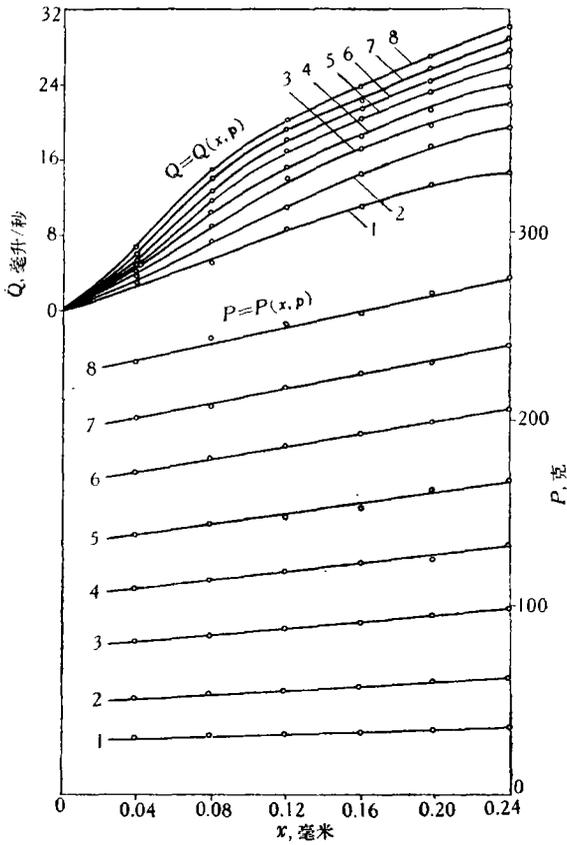


图 8. 流量特性曲线  $Q(x, p)$  及力特性曲线  $P(x, p)$  (6 号喷嘴)  
 1— $p=3$ ; 2— $p=6$ ; 3— $p=10$ ; 4— $p=14$ ;  
 5— $p=18$ ; 6— $p=22$ ; 7— $p=26$ ; 8— $p=30$   
 之下降。

下降。从图 6, 8 中可看出, 合成作用力  $P$  随距离  $x$  的增加而略微上升, 但变化很小, 在全部工作范围内它们的相对差值是很小的。这一点也可由式 (8) 说明之。众所周知,  $\mu_1$  值主要取决于喷嘴的内部结构及液压参数, 它一般在 0.75—0.8 左右, 因而式中  $(2 - \frac{1}{\mu_1^2})$  因子值极小, 趋近于零。P 的等式右边两项  $p$  的系数之间有

$$F \gg \left[ \left( 2 - \frac{1}{\mu_1^2} \right) \frac{(\mu \pi d_c x)^2}{F} \right],$$

故力  $P$  随  $x$  的变化很小, 几乎不变。 $(2 - \frac{1}{\mu_1^2})$  的符号决定  $P$  随  $x$  变化而上升或下降, 其临界点为  $(2 - \frac{1}{\mu_1^2}) = 0$  (即  $\mu_1 = 0.707$ ), 它与实验值很接近, 因而  $(2 - \frac{1}{\mu_1^2})$  因子值很小 (本实验所用喷嘴的  $\mu_1$  值  $> 0.707$ , 故稍有上升)。文献 [2] 中, 力  $P$  是随  $x$  增加而下降的, 其主要原因是  $K = 1.4 > 1.3$ ,  $P_{22}$  起主要作用, 当  $x$  减小时,  $p_c$  大,  $P_{22}$  较大;  $x$  增加时,  $p_c$  下降, 因而  $P_{22}$  随

表 2. 液流对挡板的作用力 (1 号喷嘴  $d_c = 0.535$  毫米,  $K = 1.27$ )

单位: 克

压力 $p$	$x = 0.02$ 毫米				$x = 0.06$ 毫米				$x = 0.10$ 毫米				$F_p$
	计算值			实验值	计算值			实验值	计算值			实验值	
	$P_1$	$P_{21}$	$P$		$P_1$	$P_{21}$	$P$		$P_1$	$P_{21}$	$P$		
3	0.3	6.7	7.0	6.5	2.2	6.0	8.2	7.5	4.6	4.7	9.3	8.3	6.8
6	0.6	13.5	14.1	13.0	3.3	12.0	15.3	14	7.0	9.6	16.6	16.0	13.5
10	1.0	22.4	23.4	22.5	5.2	20.0	25.2	23.5	9.1	16.8	25.9	25.0	22.5
14	1.3	31.2	32.5	31.0	6.3	28.0	34.3	32.5	12.0	23.1	35.1	34.5	31.5
18	1.8	40.0	41.8	39.0	7.0	36.5	43.5	41.0	13.7	30.5	44.2	43.5	40.5
22	2.2	49.0	51.2	47.5	7.3	45.5	52.8	50.5	16.2	37.0	53.2	52.5	49.5
26	2.4	57.7	60.1	57.0	7.7	54.0	61.7	59.5	17.8	44.2	62.0	62.5	58.5
30	2.6	66.7	69.3	65.0	8.7	62.0	70.7	68.5	20.5	50.0	70.5	72.0	67.7

稜边尖銳的噴嘴-挡板式液压控制元件的力特性与距离  $x$  关系极小, 主要取决于工作压力  $p$ , 并与之成綫性关系, 这一点决定了該液压元件能够良好地按力补偿原理工作。

噴嘴-挡板的流量特性已有不少文章研究过, 它的流量系数  $\mu$  是随结构参数及液压参数而变化的<sup>[2]</sup>。本文只画出流量  $Q$  的实验曲线, 不再作进一步的分析。

为了证明式(1), (2)及(6)的正确性, 现用流量  $Q$  及压力  $p_0$  的实验值代入式(1)和(2)中, 并通过式(6)得出力  $P$  的计算值与实验所得的力  $P$  进行比较。在表 2 及表 3 上, 列出了在各种工作压力  $p$  及距离  $x$  情况下力  $P_1$ ,  $P_{21}$  及  $P$  的计算值和力  $P$  的实验值。可以看出, 对于絕大多数的计算值和实验值, 其相对误差均小于 5%。这说明上述分析基本上是符合实际情况的。

表 3. 液流对挡板的作用力(6号噴嘴  $d_c = 1.00$  毫米,  $K = 1.16$ )

单位: 克

压力 $P$	$x = 0.08$ 毫米				$x = 0.16$ 毫米				$x = 0.24$ 毫米				$Fp$
	计算值			实验值	计算值			实验值	计算值			实验值	
	$P_1$	$P_{21}$	$P$		$P_1$	$P_{21}$	$P$		$P_1$	$P_{21}$	$P$		
5	2	22	24	30	12	19	31	32	22	16	38	35	23.5
6	6	44	50	52	22	39	61	57	37	30	67	62	47.0
10	9	74	83	83	31	64	95	91	51	49	100	98	78.5
14	11	105	116	113	37	92	129	122	62	70	132	134	109.5
18	15	136	151	143	45	116	161	151	73	92	165	167	141.5
22	17	167	184	178	48	144	192	191	83	114	197	204	174.0
26	22	197	219	206	52	173	225	224	92	138	230	238	204.5
30	24	227	251	242	59	199	258	255	99	165	264	274	235.0

## 2. 非尖銳稜边的噴嘴 ( $K > 1.3$ )

这里主要是研究噴嘴端面尺寸对力特性的影响, 亦即力  $P_{22}$  的特性。我們曾对内径  $d_c$  近似相等而外径  $D$  不同的 5 个噴嘴 ( $K = 1.27, 1.88, 2.75, 3.12, 5.52$ ) 进行了試驗。工作压力只取  $p = 18$  公斤/厘米<sup>2</sup> = 常数。实验证明, 对于不同  $p$  值, 其規律性是一样的。它們的作用力  $P$  与距离  $x$  关系的实验曲线如图 9 所示。

实验结果表明:

(1) 对于  $K > 1.3$  的所有噴嘴, 其力特性在  $x = 0.05$  毫米处 [它接近于該元件的一般初始工作位置  $x_0 = \left(\frac{1}{8} - \frac{1}{10}\right)d_c$ ] 有一个轉折点;

(2) 在轉折点向左的方向, 即  $x < 0.05$  毫米时, 曲线以斜直綫上升,  $K$  愈大, 曲线的斜率愈大;

(3) 在轉折点向右的方向, 即  $x > 0.05$  毫米时, 力特性与端面尺寸  $K$  无关, 其大小与尖銳稜边  $K = 1.27$  的噴嘴几乎一样(图上各噴嘴力特性值有差异的主要原因是各噴嘴的内径  $d_c$  并不完全相等), 因此力  $P_{22}$  只可能接近于零;

(4) 只有尖銳稜边噴嘴 ( $K = 1.27$ ) 的力特性沒有轉折点, 并与  $x$  成略微上升的直綫关系。

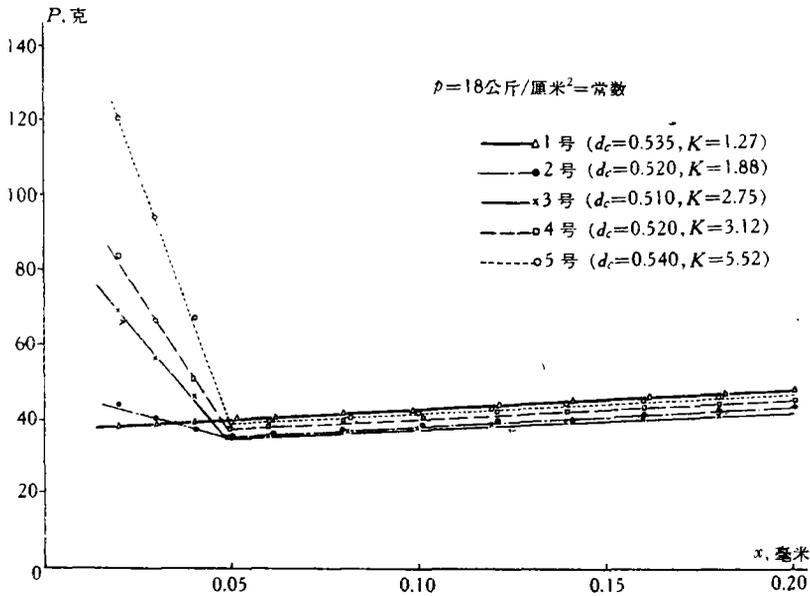


图 9. 不同相对直径  $K$  对力特性影响的实验曲线图

由此可知:

(1) 从上述 2,3 两点可知,  $K > 1.3$  的喷嘴端面, 其压力分布在实验范围内不可能是线性的, 即不符合  $p_r(r)$  线性分布式  $p_r(r) = p_c - \left[ \frac{2p_c}{D - d_c} \left( r - \frac{d_c}{2} \right) \right]$ , 因为如果按此式分布, 就不可能出现明显的折线及转折点, 更重要的是其计算值  $P = P_1 + P_{21} + P_{22}$  要比实验值大好几倍 (见表 4), 因此呈直线分布是不可能的

表 4.

单位: 克

	2号喷嘴 $K = 1.88$		5号喷嘴 $K = 5.52$	
	$x = 0.02$	$x = 0.10$	$x = 0.02$	$x = 0.10$
按线性分布计算的 $P$ 值	90	81	645	508
实验值 $P$	44	39	120	42

(2) 对于  $K$  值较大的非尖锐稜边的喷嘴, 它的力特性具有严重的非线性及不对称性. 这对液压放大器的工作特性起着很坏的影响. 为了说明这种现象, 我们曾对三种不同  $K$  值 ( $K = 1.27, 2.75, 5.52$ ) 的喷嘴所组成的喷嘴-挡板式液压放大器按图 1 的原理进行了实验. 能源压力取  $p_0 = 20$  公斤/厘米<sup>2</sup> = 常数, 固定节流器的内径为  $d = 0.413$  毫米. 图 10 上示出了这种液压放大器的  $p-x$ 、 $P-x$  及  $P-p$  实验曲线. 从图中可以看出, 在  $d_c/8 \pm d_c/16$  工作范围内, 即  $x = 0.06 \pm 0.03$  毫米范围内:

- (i) 第四象限的  $p-x$  特性, 三者都是比较线性的;
- (ii) 第一象限的  $P-x$  特性, 对于  $K > 1.3$  的两种喷嘴有着严重的非线性和不对称性. 由于  $P-x$  特性表征了挡板的负载特性, 因而也就使该环节的工作特性产生严重的非

綫性和不对称性;

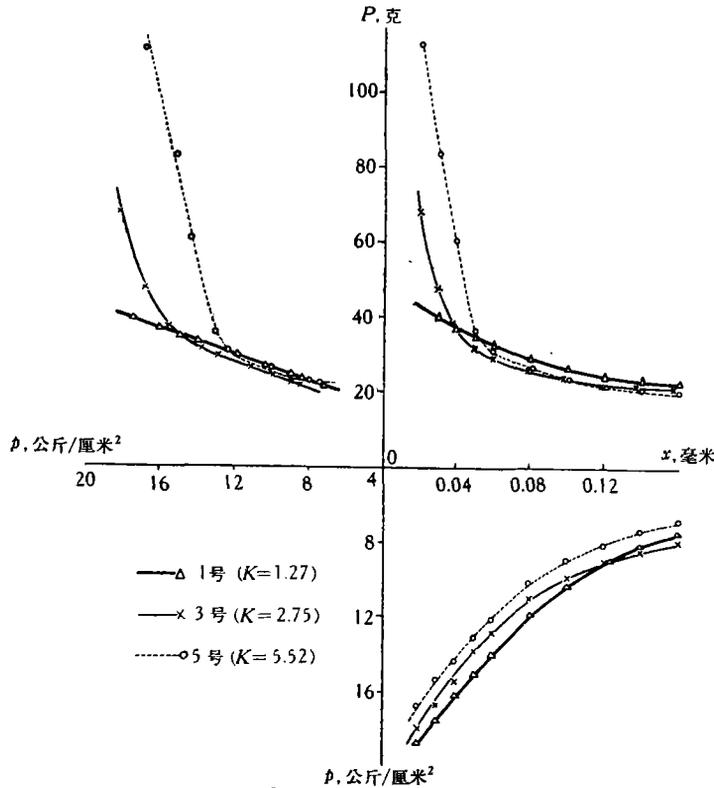


图 10. 噴嘴-挡板式液压放大器的力-位移-压力 ( $P-x-p$ ) 实验特性曲线

$p_0 = 20$  公斤/厘米<sup>2</sup>,  $d = 0.413$  毫米

(iii) 第二象限的  $P-p$  特性, 对于  $K > 1.3$  的两种噴嘴同样也有严重的非綫性。对于按力补偿原理工作的(即输入以力  $P$ 、输出以压力  $p$  作为特性量的)噴嘴-挡板式液压放大器来说, 它的工作静特性是用  $P-p$  特性来表征的, 因而同样也会使该环节的工作特性变坏;

(iv) 只有尖锐稜边噴嘴的各种特性具有良好的直綫性和对称性。

#### 四、結 論

1. 尖锐稜边噴嘴-挡板式液压元件的力特性是綫性的和对称的。从实验结果来看, 它与工作压力  $p$  近似成直綫比例关系。在表 2, 3 中, 还列出了  $Fp$  的计算值, 它与实验值比较接近, 而其斜率就更为接近。因此在初始设计时可按下式计算

$$P = Fp. \quad (9)$$

2. 噴嘴端面的压力分布是比较复杂的, 但从实验结果可以说明这一压力值在一般情况下极小, 只有在相对直径  $K$  比较大而距离  $x$  相当小(即縫隙相当小)的情况下才较大, 不可能如某些文章可以认为其分布是綫性的。这里, 我们还不能从理论上确切地说明这个实验现象。

3. 通过試驗, 合理地选择噴嘴的内部結構, 即便  $\mu_1$  值接近 0.707, 也可使距离  $x$  对力  $P$  的影响减小到最少。

4. 采用尖銳稜边 ( $K < 1.3$ ) 的噴嘴是合理的。  $K$  值应尽可能地小, 一般來說, 它主要受到制造工艺及寿命的限制。对于直径較大的噴嘴,  $K$  值可相应地更小些。

### 参 考 文 献

- [1] Дмитриев, В. Н., Шанков, А. Г., Силовое действие струи на заслонку в пневматических и гидравлических управляющих органах типа сопло-заслонка, *Автоматика и Телемеханика*, 1956 年, № 6, 559—569.
- [2] Шумский, Н. П., Результаты экспериментальных и теоретических исследований управляющих устройств типа «сопло-заслонка», Системы, Устройства и Элементы пневмо- и гидроавтоматики, Изд. АН СССР, 1959, 181—193.
- [3] Андреева, Е. А., К расчету статических характеристик элемента «сопло-заслонка», Системы, устройства и элементы пневмо- и гидроавтоматики, Изд. АН СССР, 1959, 172—180.

## EXPERIMENTAL STUDY OF THE FORCE CHARACTERISTICS OF FLAPPER-AND-NOZZLE VALVES

TSAO FAN

The flapper-and-nozzle valve has been widely used as an amplifier in hydraulic servo-mechanisms. By means of a series of experimental studies, the force characteristics of flapper-and-nozzle valves are investigated. Sharp-edged nozzle and flat-faced nozzle with different ratios of outside diameter to inside diameter are used in these experiments.

Results based on experiments and theoretical analysis show that, for sharp-edged nozzles, the force acting on the flapper is proportional to the working pressure, and the influence of the distance between nozzle and flapper is very small. For flat-faced nozzles, experimental characteristics curves of force, displacement and pressure are departed from linearity and symmetry.

The sharp-edged nozzle-and-flapper combination is considered more suitable for power control amplifier.