

DOI: 10.7652/xjtuxb201508011

气动元件流量特性分析及实验研究

张虹虹, 李泽清, 吴博, 史维祥

(西安交通大学机械工程学院气动技术中心, 710049, 西安)

摘要: 针对气动元件流量特性曲线的形状、形成机理以及 ISO6358 标准中测试方法存在的问题, 运用理论与实验相结合的方法, 研究了临界压力比两种取值方法间的关系, 发现了特性曲线中流量不变段与下降段的分界点并不是元件内声速流与亚声速流的转折点, 提出在气动元件流量特性的测试中, 须对被测元件的上、下游压强进行补偿。实验结果表明: 特性曲线中的下降段部分近似为椭圆曲线, 临界压力比两种取值结果间的差值约为 0.15, 特性曲线中的下降段并不只代表亚声速流态, 还包含了由超声速变化到声速的过程, 忽视压强补偿导致测试结果的误差达 15% 以上。

关键词: 流量特性曲线; 曲线形成机理; 临界压力比

中图分类号: TH138 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2015)08-0064-05

Study on Flow-Rate Characteristics and Test Methods of Pneumatic Components

ZHANG Honghong, LI Zeqing, WU Bo, SHI Weixiang

(Pneumatic Technology Research Center of School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A theoretical-experimental method is used to study the shape, forming mechanism of flow-rate characteristic curves and some existing problems of test methods specified in ISO6358. It is found out that the cut-off point of the flow-rate in characteristic curve is obviously different from the transitional point of airflow velocity in pneumatic components by studying the relationship between two different methods to calculate critical back-pressure ratios. Moreover, it is proposed that it is necessary to compensate the measured upstream and downstream pressures of components under test. The experimental results show that the difference between critical back-pressure ratios obtained from the two methods is about 0.15, and the fallen section of the flow-rate characteristic curve includes not only the state of subsonic but also a change process from supersonic to sonic. Furthermore, the subsonic index $m \approx 0.5$, that is, the fallen section of the curve is an approximate elliptic curve. It is also found out that a 15% error appears when the influence of pressure compensation is ignored.

Keywords: flow-rate characteristic curve; forming mechanism; critical back-pressure ratio

随着气动技术的发展, 气动元件的应用越来越广泛。通常表达气动元件性能的指标有多种, 其中以流量特性最为重要^[1-3], 它指的是元件进出口两端的压强降、元件的有效截面积与流经该元件的流量

之间的关系, 就相当于电气元件中电压、电阻与电流的关系, 是气动元件最基本的特性。

西安交通大学气动技术中心已经对气动元件的流量特性进行了多年的研究并取得了一些重要成果。

收稿日期: 2015-02-03。 作者简介: 张虹虹(1989—), 女, 硕士生; 史维祥(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。

网络出版时间: 2015-07-17

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20150717.1718.002.html>

1 流量特性曲线的研究

1.1 关于流量计算公式

气动元件的流量特性曲线表征了流经元件的气流量与元件进出口两端的压强比之间的关系^[2-3],它由流量不变段和流量下降段两部分共同组成,如图 1 所示。其中, b 表示流量下降段的起始点所对应的压力比值,称为临界压力比; q_m 表示质量流量; q_m^* 表示最大质量流量; P_2/P_1 表示元件背压比。

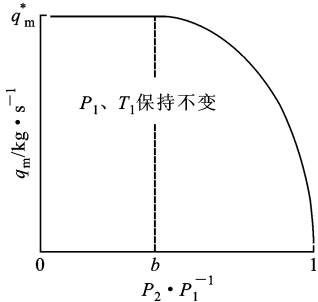


图 1 气动元件流量特性曲线

目前,气动界公认对于同一元件,上游压力和温度一定时,当元件的背压比 $P_2/P_1 < b$ 时,流经元件的质量流量最大,且保持不变,有

$$q_m^* = SP_1(2RT)^{-1/2} \tag{1}$$

当 $b < P_2/P_1 \leq 1$ 时,流经元件的气流量将随背压比的增大而减小,其流量计算公式为

$$q_m = q_m^* \left\{ 1 - \left(\frac{P_2/P_1 - b}{1 - b} \right)^2 \right\}^m \tag{2}$$

式中: S 表示元件有效截面积; P_1 和 P_2 分别表示元件上、下游压强; m 为亚声速指数,用于表征流量下降段的形状。

由式(2)可知,若能得到指数 $m=0.5$,则可以证明气动元件的流量特性曲线中流量下降段的形状近似为椭圆。本文针对 14 个不同尺寸的气动小孔做了大量实验研究,并利用 ISO6358 标准规定的计算方法^[4],得到了各个小孔的 m 值,见表 1,其中 d 表示气动小孔的内径。

表 1 气动小孔的亚声速指数 m

长度/ mm	m			
	$d=0.5\text{ mm}$	$d=1.0\text{ mm}$	$d=2.0\text{ mm}$	$d=5.0\text{ mm}$
2.0	0.526	0.475	0.507	0.507
5.0	0.496	0.520	—	—
10.0	0.511	0.473	0.477	0.479
20.0	—	—	0.488	0.505
50.0	—	—	0.475	0.484

由表可见,所有被测气动小孔的 m 值均位于 0.5 附近,误差分布在 0.8%~5%之间,这与理论推导的结果^[5]基本一致,亦即本中心从理论和实验两方面均证实了气动元件流量特性曲线中流量下降段的形状近似为椭圆。

1.2 临界压力比

根据 ISO6358 标准的规定,临界压力比是气动元件的流量特性曲线上流量不变段和流量下降段的分界点所对应的背压比,它表征了气动元件流量下降段的起始点,是气动元件非常重要的特性参数之一。

通过研究发现,至少对于气动小孔而言,已经有了两种较准确的关于临界压力比的取值方法:ISO6358 中提出的最小二乘计算方法^[4]和西安交通大学气动研究中心提出的按照 b 的定义直接在流量特性曲线上取流量下降至 95% q_m^* 时所对应的压强比值的方法^[6]。为了进一步研究这两种取值方法间的关系,本文针对不同尺寸的气动小孔分别进行了不同上游压强下流量特性的测试实验,并采用两种方法对临界压力比进行了取值。图 2 所示为其中一个气动小孔的流量特性曲线及两种取值结果的比较,图中的 b 和 b' 分别是最小二乘计算值和特性曲线上的直接取得值。

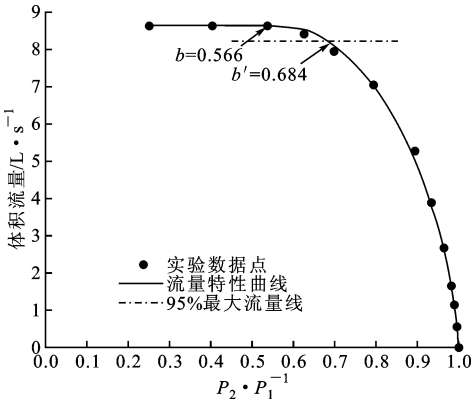


图 2 临界压力比两种取值方法间的结果比较

由于 b' 是流量特性曲线上 95% q_m^* 处所对应的压强比值,其值较计算值 b 理应稍大,而图 2 中气动小孔 b 和 b' 值的分布情况正好符合这一理论规律。更重要的是,通过对所有小孔的 b 和 b' 进行整理比较,发现 b' 与 b 的差值与小孔的尺寸和上游压强等因素基本无关,均位于 0.14~0.16 之间,近乎常数 0.15。这样,就可以先按上述方法在特性曲线上取得 b' 值,再统一减去该差值常数,以得到最终的 b 值,从而省去了最小二乘方法的繁琐计算过程,提高了临界压力比的取值效率。

综上所述,对于气动小孔临界压力比两种取值方法间具体关系的这一发现具有重要的理论及实用价值,同时,这一现象也值得在各种气动阀上展开进一步的研究。

2 流量特性曲线形成机理的新认识

如前所述,气动元件的流量特性曲线由流量不变段和下降段(近似椭圆状)两部分组成。目前气动界公认,流量不变段是由于当气流处于超临界状态时, P_2 的扰动无法传至节流口处,故流量不随 P_2/P_1 的变化而变化;而下降段是由于气流在亚临界状态时, P_2 的扰动能传至上游节流口处,从而导致流量随 P_2/P_1 的增大而下降。因此,流量不变段和下降段的分界点也被认为是元件中气流从超临界状态变化到亚临界状态的过渡点。

为了检验上述观点是否正确,本文严格从超临界状态与亚临界状态过渡点的物理意义出发,首先,计算被测元件在临界状态(气流流速 $v=340$ m/s)下应有的流量值;然后,在其特性曲线上找到与该流量值对应的点,即为超临界状态与亚临界状态的过渡点。为便于区分,采用符号 b'' 来表示该过渡点所对应的压强比,而 b''' 则表示特性曲线上流量不变段与下降段的分界点,如图3所示。

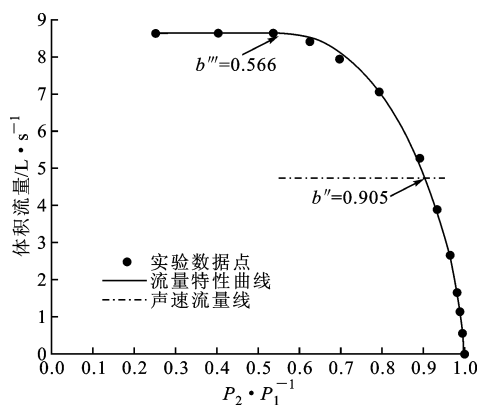


图3 某气动小孔 b''' 和 b'' 的比较

由图中数据可见,气动元件真实的超临界状态与亚临界状态的过渡点 b'' 和特性曲线上流量不变段与下降段的分界点 b''' 差别很大。此外,当元件内的气流流速远大于声速时,流经元件的气流量已开始随 P_2/P_1 的增大而逐渐下降。这些现象都与上述公认的气动元件流量特性曲线的形成机理不符。

为了进一步研究曲线的形成机理,本文基于ISO6358标准,在被测元件的下游连接了长为 L 的测试长管,并在长管的首、尾两端分别安装有压强计,如图4所示。

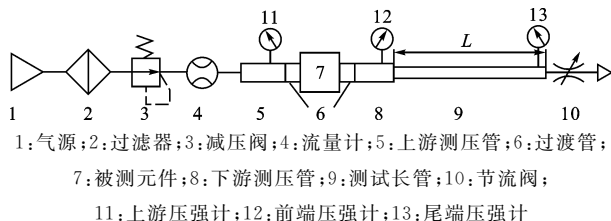


图4 特性曲线形成机理研究回路

实验过程中,首先调节被测元件的上游压强,使下游测试长管内的气流形成超临界状态;然后保持被测元件的上游压强不变,改变节流阀开度,使测试长管的尾端逐渐变大,观察管内流速 v 和长管前端压强 P_2 随尾端压强 P'_2 变化的规律。针对这一实验目的,本文采用内径 $d=8.0$ mm,长度 L 分别为400、300和100 mm的3段测试长管进行实验研究,发现不同长管内的参数变化规律一致,图5为 $L=400$ mm的测试长管的实验结果。

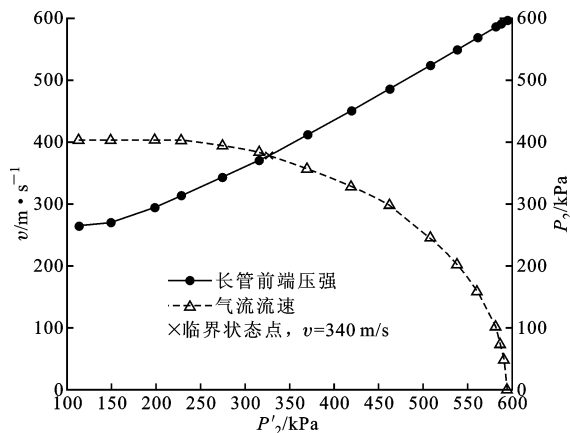


图5 长管前端压强和气流流速随尾端压强的变化规律

由图5可以清晰地看出,随着 P'_2 的增大,长管内的气流速度先后经过了“超临界状态-临界状态-亚临界状态”的过程,而且,在 P'_2 从0.10 MPa变化到0.23 MPa的过程中, v 始终保持不变(约为400 m/s),随后, v 开始从超临界状态逐渐下降至0 m/s,因此,气动元件流量特性曲线上的流量下降段曲线并非只代表亚临界状态,其中还包含了一段由超临界状态变化到临界状态的过程。另外,无论管内气流处于超临界状态还是亚临界状态, P_2 始终随着 P'_2 的增大而增大,而不是目前气动界公认的那样:当气流速度达到声速以上时, P'_2 的变化传不到 P_2 处,使回路内气流量保持不变。

综上所述,本文通过大量实验与理论研究,从3个方面均证明了目前关于气动元件流量特性曲线形成机理的认识与事实不相符。为此,本文针对气动元件流量特性曲线的形成机理提出下列新观点,以

供讨论。

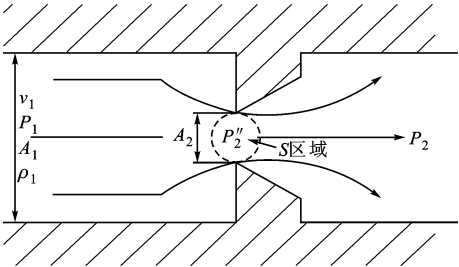


图 6 可压缩气体流经节流孔的示意图

如图 6 所示,气体从节流孔喷出时存在射流力作用,当下游压强 P_2 较小时,此射流力及部分上游压强 P_1 可以将 P_2 抵消掉,使图中节流孔出口处的 S 区域形成 $P_2'' \approx 0.1 \text{ MPa}$,即接近大气压。因此,只要 P_2 在某个可以被射流力及部分上游压强抵消掉的压强范围内,S 区域总会出现上述接近大气压的环境,导致 S 区域与 P_1 间的压差保持不变,从而形成了特性曲线上的流量不变段。而随着 P_2 的继续增大,射流力和部分 P_1 只能抵消部分 P_2 ,使得 P_2'' 逐渐增大,导致 S 区域与 P_1 间的压差变小,从而造成流量不断下降,直至 $P_2'' = P_1$ 时,流量变为 0。

从上述新观点中可以看出,气动元件流量特性曲线中流量不变段的形成与气动节流孔出口处形成的射流力大小密切相关。当节流孔的通流面积只略小于其下游管道面积,而不能形成足够的射流力时,将使得下游压强 P_2 无法被全部抵消,从而导致特性曲线上将不会出现流量不变段,这一现象在油压锥阀的实验中同样存在。

3 对国际标准中实验方法的商榷

3.1 关于压强补偿问题的研究

ISO6358 标准规定的定压法测试元件流量性能的回路^[7]如图 7 所示。

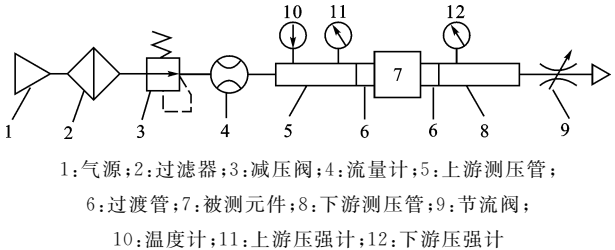


图 7 ISO6358 标准中的实验装置回路

由图 7 可见,实验中测得的压强分别是上、下游测压管处的压强值,与被测件真实的进出口压强有差别。尤其对于一些结构较复杂的被测气动元件,由于其与上、下游过渡管进行连接时,在结构上存在

某些干涉,必须在上、下游过渡管与被测气动元件的接口之间各自加入一段起过渡作用的配管,如图 8 所示。在这种情况下,被测元件上、下游压强的实测点与其真实进出口之间存在较长的间隔距离,由于回路内压强损失的存在,使得利用图 7 所示装置测得的压强值与被测元件真实的进出口压强相差较大,而且这种差别会随着回路流量的增大而变大,最终导致实验结果与元件真实的流量特性不相符,故不能忽略。

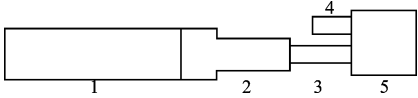


图 8 过渡管与某被测件连接的示意图

为了验证上述压强损失的存在,并得到回路流量与压强损失间的关系,本文将被测元件从图 7 的实验回路中去除,以测量回路流量与上、下游测压管间的压强损失 $P_1 - P_2$,实验分析结果如图 9 所示。

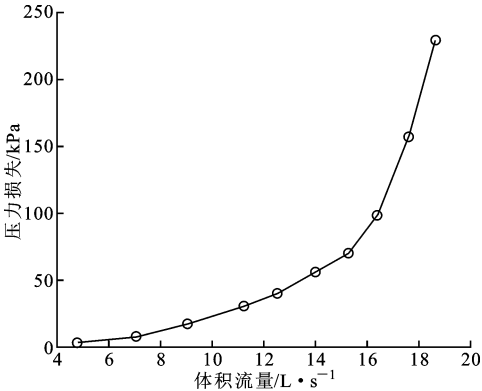


图 9 两个测压管间的压强损失与流量的关系

从图中曲线可以清晰地看出,随着流量的增大,两测压管间的压强损失逐渐变大。因此,本文认为在图 8 所示的情形下,为了得到被测元件真实的流量特性,应该对实验测得的压强值进行相应的补偿。

设被测元件上下游的实测压强别为 P_1 和 P_2 ,真实压强为 P_{1t} 和 P_{2t} ,无被测件时,上、下游测压管间的压强损失为 ΔP ,上游测压管到被测元件间的压强损失为 ΔP_1 ,被测元件到下游测压管的压强损失为 ΔP_2 。由于上游测压管到被测元件与被测元件到下游测压管间的回路内部结构基本一样,因此,当气流流过时,两段回路中的沿程压强损失和局部压强损失基本一样^[8],故有 $\Delta P_1 = \Delta P_2 = \Delta P/2$ 。

具体补偿方法为:首先通过去除被测件的方法得到类似于图 9 所示的关系曲线;然后从关系曲线中找到与各实验流量一一对应的压强损失值 ΔP ;

最后,由于实测压强 P_1 是忽略了上游测压管到被测元件的压强损失,而 P_2 则是多加了被测元件到下游测压管间的压强损失,因此为了得到其真实的上下游压强值,需分别根据式(3)、(4)对其进行补偿

$$P_{1t} = P_1 - \Delta P/2 \quad (3)$$

$$P_{2t} = P_2 + \Delta P/2 \quad (4)$$

图10所示是某气动小孔进行压强补偿前、后流量特性曲线的对比图。

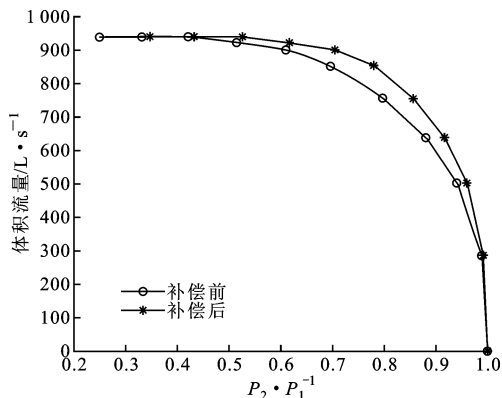


图10 压强补偿前后流量特性曲线对比图

由图10可见,补偿后的特性曲线较补偿前明显右移,且回路流量越大, P_2/P_1 和 P_{2t}/P_{1t} 之间的差别越明显。当回路流量约为 940 L/min 时,该误差值达到 15%,这就进一步说明了压强补偿的必要性。

综上所述,为了避免研究过程中存在不应有的误差,本文建议 ISO6358 标准针对如图8所示的某些气动元件在测试其流量特性时,规定上、下游压强损失不允许超过的数值,或进行关于“压强补偿”的补充说明。

4 结 论

本文根据 ISO6358 标准的规定,通过大量的实验研究与理论分析,得到了以下4个重要结论:

(1)利用理论分析与实验研究相结合的方法,得到气动元件的亚声速指数 $m \approx 0.5$,证明了流量特性曲线中流量下降段的形状近似为椭圆曲线。

(2)通过比较关于临界压力比 b 的两种取值方法,发现两组结果之间的差值与小孔的内径、长度以及上游压强等因素基本无关而近乎于常数 0.15。这一发现可以提高临界压力比的取值效率,具有重要的实用价值。

(3)发现了目前气动元件流量特性曲线形成机理(即声速流态下,下游压强的变化无法传至上游)存在的问题:首先,流量特性曲线上流量不变段与下降段的分界点与元件内超临界状态与亚临界状态的

过渡点差别很大;其次,下游压强 P_2 的变化始终能沿着回路向上传播,即使回路内气流处于超临界状态;最后,气动元件流量特性曲线上的下降段并不只代表亚临界状态,其中还包含了一段由超临界变化到临界状态的过程。这就从根本上否定了现有的公认理论,并为此提出了新的观点以供讨论。

(4)针对目前 ISO6358 标准对气动元件流量特性测试方法的规定中存在的不足,研究并提出了“压强补偿”的完善意见。

参考文献:

- [1] 李林, 彭光正, 王雪松. 气管道流量特性参数的分析研究 [J]. 液压与气动, 2004(4): 5-7.
LI Lin, PENG Guangzheng, WANG Xuesong. Analysis and research on flow-rate characteristic parameter of air tube [J]. Chinese Hydraulics and Pneumatics, 2004(4): 5-7.
- [2] SMC(中国)有限公司. 现代实用气动技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2008: 34-67.
- [3] 曹玉平, 阎祥安. 气压传动与控制 [M]. 天津: 天津大学出版社, 2010: 16-35.
- [4] International Organization for Standardization. ISO 6358-2014-1 Pneumatic fluid power-determination of flow-rate characteristics of components using compressible fluids [S] // Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization, 2014: 10-38.
- [5] 史佚, 陈乾斌, 司冀. 气动元件等温流动近似流量公式的探讨 [J]. 液压气动与密封, 2010(9): 19-22.
SHI Yi, CHEN Qianbin, SI Ji. An approach to approximate isothermal flow-rate formula for pneumatic components; also a discussion on choosing b [J]. Hydraulics Pneumatic and Seals, 2010(9): 19-22.
- [6] 司冀, 王永盛, 史维祥. 关于气动阀临界压力比 b 及其流量公式的探讨 [J]. 液压气动与密封, 2011(2): 47-51.
SI Ji, WANG Yongsheng, SHI Weixiang. An approach to critical pressure ratio b and its flow-rate formulas for pneumatic valve [J]. Hydraulics Pneumatic and Seals, 2011(2): 47-51.
- [7] International Organization for Standardization. ISO 6358-2 Pneumatic fluid power-determination of flow-rate characteristics of components using compressible fluids [S] // Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization, 2014: 24-37.
- [8] 徐炳辉. 气动手册 [M]. 上海: 上海科学技术出版社, 2005: 46-49.

(编辑 武红江)