

供气压力波动自适应缓冲高速气缸的研究

王祖温 王海涛 包钢 李哲
(哈尔滨工业大学气动技术中心 哈尔滨 150001)

摘要: 缓冲是研制高速气缸要解决的关键难题。针对内置缓冲式气缸的缓冲过程建立了数学模型, 从吸收能量和冲击能量之间的关系研究供气压力波动对缓冲的影响, 仿真结果和试验结果基本吻合。根据分析结果, 研制了内置供气压力反馈缓冲结构的新型高速气缸。试验结果表明该新型气缸的缓冲在一定供气压力波动范围内具有良好自适应能力。

关键词: 高速气缸 缓冲 供气压力波动 自适应
中图分类号: TH137

0 前言

高速化是现代气动技术发展的一个必然趋势。但是作为执行元件的气缸目前使用速度只有 0.05~0.50 m/s。因此, 近年来国外气动元件提供商十分重视高速气缸的研究^[1]。例如, 日本 SMC 公司的高速气缸最高速度可达 3 m/s, 德国 Festo 公司利用控制技术研制的软停止气动伺服系统使气缸的最高速度达到 35 m/s^[2]。增大进排气管路的有效断面积便可以实现气缸的高速驱动。阻碍高速化的关键难题是解决气缸行程末端的缓冲。当气缸活塞以比较高的速度在行程终点停止时, 造成强烈的撞击, 产生超过 90 dB 的噪声, 危害人体健康, 缩短气缸的使用寿命。

目前, 高速气缸缓冲方法通常有内置式缓冲、外置气动回路缓冲、减振器缓冲及气动伺服控制系统缓冲等^[3]。其中, 内置式缓冲不需要其它外部元件, 使用方便, 成本低, 最为常用。这种缓冲一般在气缸的端盖上设计针阀或溢流缓冲机构。但是它对工况的变化不具有适应能力。供气压力, 负载或运动速度任意一个工作条件的改变都会破坏已设定的良好缓冲, 产生撞击和反弹, 人工重新调整缓冲非常费时费力。这是制约高速气缸应用的主要原因。工程应用中, 设备调整好一般负载不再经常变动, 而多个用气设备的起停及空气压缩机的间歇工作常常造成供气压力低于气动回路减压阀的设定压力值, 导致正常工作压力(0.50 MPa)下的良好缓冲由于供气压力波动而被破坏, 从而也带来气缸速度的下降, 此时气缸活塞会在行程末端撞击端盖。因此研制能自动适应供气压力波动(一般为压力降

低)的高速缓冲气缸有非常重要的实用价值。

目前, 国内学者没有做过高速气缸缓冲的研究, 日本学者川上幸男就溢流式缓冲方法进行了研究^[4,5], 但是他没研究如何抑制供气压力波动对缓冲性能的干扰。从缓冲过程能量关系出发, 通过理论和试验研究供气压力波动对缓冲性能的影响, 并研制出了具有供气压力波动自适应缓冲的新型高速气缸。

1 缓冲气缸的数学模型

对图 1 内置式缓冲气缸运动过程建立数学模型。当气缸进入缓冲行程时, 在活塞和缸盖之间形成环形缓冲腔, 它内部的压力由于缓冲阀节流而升高, 吸收运动部件的冲击能量。

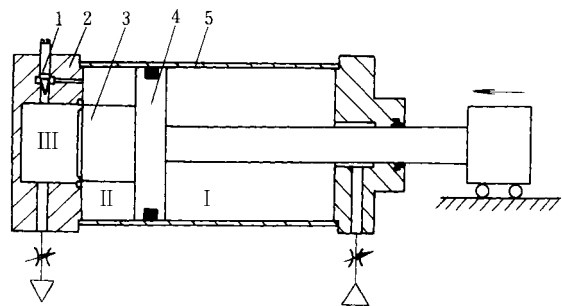


图 1 内置式缓冲气缸结构

1. 缓冲阀 2. 缸盖 3. 缓冲柱塞 4. 活塞 5. 缸筒
I. 进气腔 II. 排气腔 III. 柱塞腔

对气缸的运动过程作如下假设。

- (1) 气体为理想气体。
- (2) 气缸各腔室中的热力学过程是准静态过程, 状态参数视作集中参数。
- (3) 气缸运动过程中与外界没有热量交换。
- (4) 忽略由于气体速度变化引起的气体惯性的影响, 气体作用在活塞上的力只是静压力。

1.1 能量方程

根据开口系统热力学第一定律可以写出气缸进气腔、排气腔、柱塞腔的能量方程。

1.1.1 进气腔能量方程

进气腔只有气体流入，没有气体流出，能量方程为

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{kRT_s}{V_1} q_{m1} - \frac{kp_1}{V_1} \frac{dV_1}{dt} \quad (1)$$

$$V_1 = A_1(x_{10} + x) \quad (2)$$

式中 p_1 ——进气腔压力
 q_{m1} ——流入进气腔气体的质量流量
 T_s ——气源气体的温度
 V_1 ——进气腔容积
 A_1 ——气缸有杆侧有效作用面积
 x ——活塞位移
 x_{10} ——进气腔余隙容积的当量长度
 k ——绝热指数
 R ——气体常数

1.1.2 排气腔能量方程

气缸排气腔只有气体流出，没有气体流入，能量方程为

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{kRT_2}{V_2} q_{m2} - \frac{kp_2}{V_2} \frac{dV_2}{dt} \quad (3)$$

$$\begin{cases} V_2 = A_2(x_{20} + S - x) + A_3x_{30} & 0 \leq x < S - L_c \\ V_2 = (A_2 - A_3)(x_{20} + S - x) & S - L_c \leq x \leq S \end{cases} \quad (4)$$

式中 p_2 ——排气腔气体压力
 q_{m2} ——流出排气腔气体的质量流量
 T_2 ——排气腔气体的温度
 V_2 ——排气腔容积
 A_2 ——气缸活塞的截面积
 A_3 ——缓冲柱塞的截面积
 x_{20} ——排气腔余隙容积的当量长度
 x_{30} ——缓冲柱塞腔余隙容积的当量长度
 S ——行程长度
 L_c ——缓冲行程长度

1.1.3 缓冲柱塞腔能量方程

气缸没有进入缓冲行程之前，缓冲柱塞腔属于排气腔的一部分，它内部的压力即是排气腔的压力。气缸进入缓冲行程后，此部分形成独立的容腔，排气腔内的气体先通过缓冲阀流进这个腔，再经气缸排气口排出。因此缓冲柱塞腔既有气体流进，又有气体流出，能量方程为

$$\begin{cases} p_3 = p_2 & 0 \leq x < S - L_c \\ \frac{dp_3}{dt} = \frac{kR(T_2 q_{m2} - T_3 q_{m3})}{V_3} - \frac{kp_3}{V_3} \frac{dV_3}{dt} & S - L_c \leq x \leq S \end{cases} \quad (5)$$

$$V_3 = A_3(x_{30} + S - x) \quad (6)$$

式中 p_3 ——柱塞腔压力
 q_{m3} ——流出柱塞腔气体的质量流量
 T_3 ——柱塞腔气体的温度
 V_3 ——柱塞腔容积

1.2 流量方程

根据 F. E. Sanville 的研究，流过实际气动元件气体的质量流量可用下式计算^[6]

$$q_m = \frac{A_e p_u \sqrt{1-b}}{\sqrt{RT_u}} \omega_e \quad (7)$$

$$\omega_e = \begin{cases} \sqrt{1 - \left(\frac{\sigma - b}{1-b}\right)^2} & b < \sigma = \frac{p_d}{p_u} \leq 1 \\ 1 & \sigma = \frac{p_d}{p_u} \leq b \end{cases} \quad (8)$$

式中 A_e ——元件的有效断面积
 p_u, p_d ——上游压力和下游压力
 T_u ——上游温度
 σ ——压力比
 b ——临界压力比

1.3 气缸活塞运动方程

当气缸水平安装，只有惯性负载时，根据牛顿第二定律，活塞的运动方程为

$$\begin{cases} ma = p_1 A_1 - p_2 (A_2 - A_3) - p_3 A_3 - F \\ (x = 0 \cap p_1 A_1 > p_2 (A_2 - A_3) + p_3 A_3 + F) \cup (0 < x < S) \\ ma = 0 \\ (x = 0 \cap p_1 A_1 \leq p_2 (A_2 - A_3) + p_3 A_3 + F) \cup (x = S) \end{cases} \quad (9)$$

式中 a ——加速度
 m ——活塞及可运动部件的质量
 F ——除压缩空气之外的作用力

2 良好缓冲的必要条件

从能量守恒的角度讲，缓冲就是缓冲腔气体被压缩从而使内能增加，吸收气缸运动部件的冲击能量，同时将增加的内能及时耗散掉，以防止活塞反弹。缓冲过程中，缓冲腔气体吸收的能量为

$$E_c = \int_{S-L_c}^S p_2 (A_2 - A_3) dx \quad (10)$$

式中 E_c ——缓冲腔吸收的能量

缓冲过程中运动部件的冲击能量包括两部分。

(1) 供气压力推动活塞继续向前运动克服各种阻力(缓冲柱塞腔压力与阻力)所需的驱动功

$$E_d = \int_{S-L_c}^S (p_1 A_1 - p_3 A_3 - F) dx \quad (11)$$

式中 E_d ——进气腔驱动功

(2) 缓冲开始时运动部件动能

$$E_k = \frac{1}{2}mv_c^2 \tag{12}$$

式中 E_k ——缓冲开始时刻活塞的动能

v_c ——缓冲开始时刻的活塞速度

气缸缓冲阀设定好后，供气压力对 E_k 的影响主要表现在影响缓冲速度 v_c 上。

要使活塞运动到终点不撞击端盖获得良好缓冲，缓冲腔必须全部吸收掉冲击能量，须满足

$$E_c = E_d + E_k \tag{13}$$

研究供气压力波动对缓冲的影响就要分析 E_c 、 E_d 、 E_k 随供气压力的变化规律。

3 仿真与试验

3.1 模型仿真

利用 MATLAB 中 Simulink 提供的多种模块库，根据数学模型可以很方便地建立系统框图和仿真环境。由式(1)~(9)建立起仿真模型，采用四阶龙格—库塔法计算，可求得气缸各腔压力、活塞位移、速度、加速度的数值解，由式(10)~(12)可以计算出冲击动能 E_k ，进气腔驱动功 E_d ，缓冲腔吸收能量 E_c 。对质量负载 18 kg、缓冲速度 2.3 m/s 的工况进行仿真。首先在 0.50 MPa 供气压力时获得良好的缓冲，然后保持其他参数不变，供气压力逐渐降至 0.45 MPa，每降低 0.01 MPa 仿真一次。

3.2 试验验证

试验方案如图 2。下表给出了所用试验设备的参数。

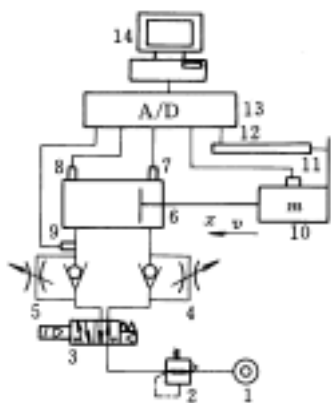


图 2 缓冲气缸试验系统原理图

- 1. 气源 2. 减压阀 3. 换向阀 4, 5. 单向节流阀 6. 高速气缸
- 7, 8, 9. 压力传感器 10. 质量负载 11. 加速度传感器
- 12. 位移传感器 13. 数据采集卡 14. 工控机

试验时在供气压力 0.49 MPa 下，调节气缸出口单向节流阀，使负载速度达到 2.3 m/s 左右，调节

缓冲阀，直至活塞无反弹、无撞击地在行程终点平稳停止。然后调节减压阀逐渐降低供气压力到 0.44 MPa，每次降低 0.01 MPa。对采集的数据进行分析可获得缓冲初始参数，对离散数据用梯形公式做数值积分可求得各个能量值。

表 缓冲气缸试验设备条件

名称	规格
气缸	缸径 40 mm，行程为 500 mm
配管直径	12 mm
负载质量	18 kg
位移传感器	PB1000MD801V0，美国 MTS，线性度 $\leq \pm 0.001\%$ (满量程)，含速度输出
加速度传感器	AS—HB50G，日本 KYOWA，测量范围 $\pm 490 \text{ m/s}^2$
压力传感器	PGM—50KD，日本 KYOWA，测量范围 4.9 MPa

3.3 仿真及试验结果分析

由于数据采集频率的限制，根据式(10)~(11)对试验数据用梯形公式做数值积分存在一定误差。采集频率越低，误差越大。试验中数据采集频率为 1 kHz。比较图 3~6，可以看出仿真结果与试验结果基本吻合。说明所建立的数学模型是合理的。

由图 3 可以看出，缓冲速度随供气压力的降低而减小，从 2.36 m/s 减小到 2.32 m/s，因此进入缓冲时的冲击动能也减小。进入缓冲时刻进气腔和排气腔的压力也随供气压力降低而降低(图 4)，这将决定缓冲过程中两腔压力变化的梯度，进而影响缓冲腔吸收能量和进气腔驱动功。

由图 5 可以看出供气压力降低，各能量也下降。但是下降的速度不同。冲击动能曲线和进气腔驱动功曲线的斜率都比较小，所以冲击能量下降较慢；缓冲腔吸收能量曲线的斜率较大，所以缓冲腔吸收能量下降较快。图 6 进一步说明如果供气压力降低相同的数值，那么在缓冲行程中缓冲腔吸收能量的减小值大于冲击能量的减小值。因此，对于正常供气压力 0.50 MPa 时的良好缓冲，当供气压力减小时，缓冲腔已经不能完全吸收冲击能量，结果导致活塞撞击气缸端盖。而且供气压力越低，撞击越剧烈。

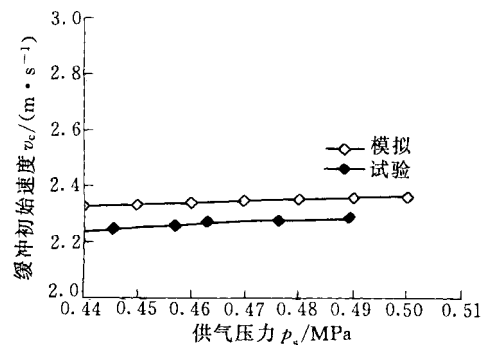


图 3 供气压力对缓冲速度的影响

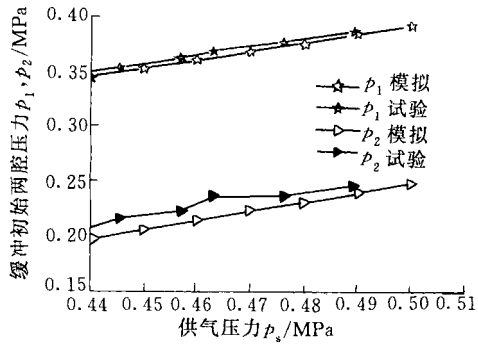


图4 供气压力对进入缓冲时前后腔压力的影响

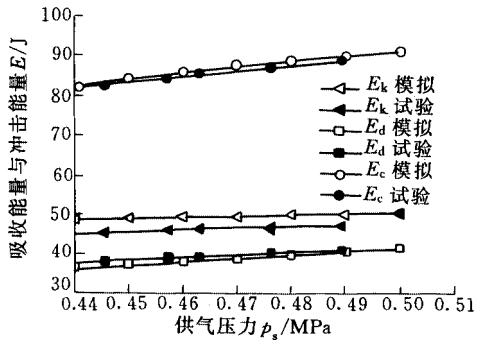


图5 供气压力对各能量的影响

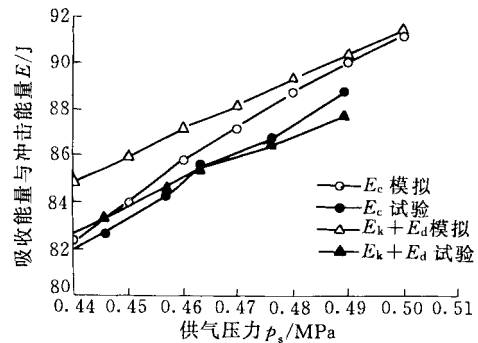


图6 供气压力对能量平衡关系的影响

4 供气压力波动自适应缓冲高速气缸

4.1 解决方案

由仿真和试验结果可知,要想使良好缓冲不被破坏或者尽可能减小活塞与气缸端盖的撞击,应该在供气压力减小的同时提高缓冲腔吸收冲击的能力。对于固定节流式的缓冲气缸,适当减小缓冲针阀开口,使缓冲腔的压力升高得更快,可以吸收更多的能量;对于溢流式缓冲气缸,供气压力降低后适当提高缓冲阀开启压力,才能使吸收能量下降幅值不过大。基于以上的分析,将供气压力反馈到缓冲阀,设计出自动适应一定供气压力波动范围的高速缓冲气缸,如图7所示。

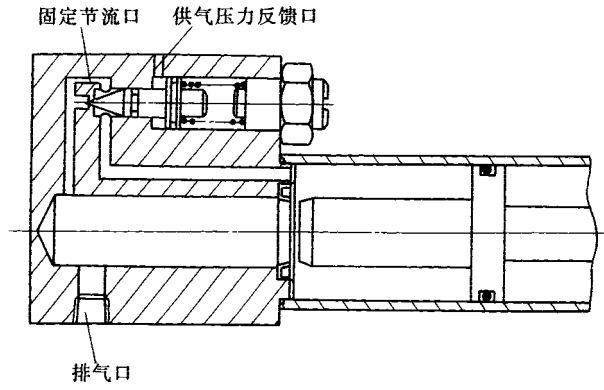


图7 供气压力自适应缓冲气缸

其作用原理是:当气缸活塞高速进入缓冲行程后,缓冲腔内的气体只能通过一个很小的固定节流口放气,缓冲腔的压力迅速升高,吸收冲击能量,当升高到缓冲阀设定开启压力时,在缓冲腔压力与供气压力的共同作用下,缓冲阀芯克服弹簧力和摩擦力开启,缓冲腔压力继续升高,达到最大值后开始下降,当下降到设定开启压力时,缓冲阀芯在弹簧力作用下关闭,缓冲腔内的剩余气体通过固定节流口排出,气缸活塞到达行程终点。供气压力下降后缓冲阀开启压力的变化可从缓冲阀芯力平衡方程来研究。缓冲阀阀芯的力平衡方程为

$$p_s A_{v1} + p_{2open} A_{v2} + P_3 A_{v3} + F_{fv} = F_s \quad (14)$$

式中 p_{2open} ——缓冲阀开启压力

p_s ——供气压力

A_{v1} ——供气压力的有效作用面积

A_{v2} ——开启压力的有效作用面积

A_{v3} ——缓冲柱塞腔压力的有效作用面积

F_{fv} ——作用在阀芯上的摩擦力

F_s ——弹簧力

柱塞腔压力在阀芯上的作用力和摩擦力相对都很小,可以忽略。则式(14)为

$$p_{2open} = \frac{F_s}{A_{v2}} - p_1 \frac{A_{v1}}{A_{v2}} \quad (15)$$

式(15)表明当供气压力下降时,阀芯开启压力 p_{2open} 升高,所以缓冲腔吸收冲击的能力提高。 p_{2open} 升高幅值大小取决于系数 A_{v1}/A_{v2} 。仿真计算表明当 $A_{v1}/A_{v2}=2.7$ 时,供气压力 0.50 MPa 时的良好缓冲,在供气压力降到 0.45 MPa 过程中一直保持良好。

4.2 试验

按照图7的结构加工出高速缓冲气缸样机,进行了试验,试验设备条件同上表。试验最高速度为 2.12 m/s,冲击动能达 40 J。试验缓冲效果如图8~10所示。

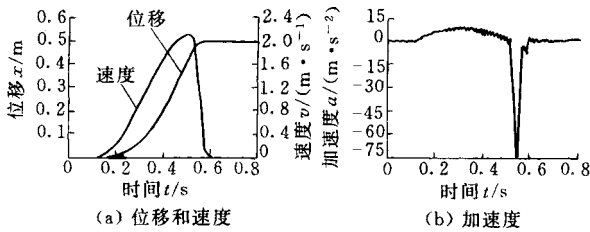


图8 供气压力 0.50 MPa 时的缓冲

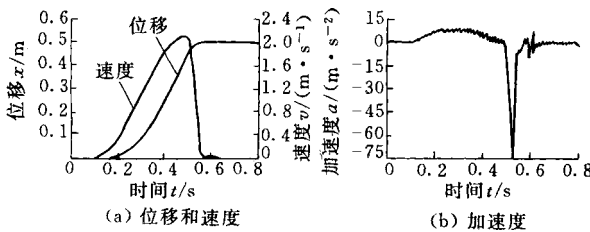


图9 供气压力 0.48 MPa 时的缓冲

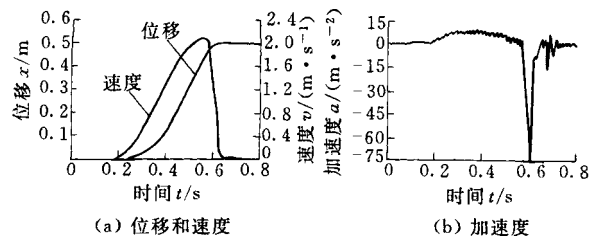


图10 供气压力 0.45 MPa 时的缓冲

位移和速度曲线表明活塞在行程终点无反弹的平稳停止, 终点的加速度值说明没有发生撞击, 振动很小。由此看出, 本气缸缓冲效果在供气压力由 0.50 MPa 下降到 0.45 MPa 过程中一直保持良好的。

5 结论

(1) 建立了气缸运动过程数学模型, 研究供气压力波动对缓冲性能的影响, 仿真结果与试验结果基本吻合, 说明所建的数学模型是正确的。

(2) 对仿真和试验结果的分析表明, 供气压力降低使缓冲过程中缓冲腔吸收的能量下降值大于冲击能量的下降值, 导致良好的缓冲被破坏。

(3) 基于供气压力波动对缓冲影响的分析, 设计了自适应缓冲气缸, 其特点是引入了供气压力反馈。

(4) 试验结果表明, 研制的供气压力波动自适应缓冲新型高速气缸在供气压力由 0.50 MPa 下降到 0.45 MPa 过程中缓冲效果一直保持良好的, 说明设计方案是可行的。

参考文献

- 1 王祖温. 日本气动技术的最新发展. 液压与气动, 1999(1): 7~9
- 2 王雄耀. 低速气缸与高速气缸. 机械工程师, 2000(1): 34~35
- 3 Wang Haitao. Cushion methods of air cylinder. In: Proceedings of the Third International Symposium on Fluid Power Transmission and Control, 1999: 494~495
- 4 川上幸男. 空气压シリソグの高性能クツシヨソに關する研究. 见: 平成 11 年秋季フルイドパワーシステムワークシヨソブ讲演论文集, 1999: 45~46
- 5 Yukio Kawakami. Study on built-in cushion with relief valve for pneumatic cylinder. In: Proceedings of the Third International Symposium on Fluid Power Transmission and Control, 1999: 359~364
- 6 李建藩. 气压传动系统动力学. 广州: 华南理工大学出版社, 1991

STUDY ON HIGH-SPEED PNEUMATIC CYLINDER WITH CUSHION SELF-ADAPTING TO SUPPLY PRESSURE FLUCTUATION

Wang Zuwen Wang Haitao Bao Gang Li Zhe
(Harbin Institute of Technology)

Abstract: Cushion is a key problem to develop high-speed pneumatic cylinder. Mathematic models of built-in cushion pneumatic cylinder are set up. Based on the relation between absorbed energy and impact energy, research how supply pressure affect cushion performance. Simulation is consistent with experimental results. According to analysis, a new type of high-speed pneumatic cylinder is designed, which has built-in cushion valve with supply pressure feedback. Experiments show the new cushion mechanism can self-adapt to supply pressure fluctuation in a certain range.

Key words: High-speed pneumatic cylinder Cushion

Supply pressure fluctuation Self-adaptation

作者简介: 王祖温, 男, 1955 年出生, 教授, 博士生导师, 副校长, 哈尔滨工业大学气动技术中心主任。主要从事气动元件、气压传动与控制及气体润滑技术方面的研究。