

DOI: 10.3901/JME.2008.09.241

# 流量自调式射流真空发生器

滕 燕 李小宁 赵萍萍

(南京理工大学机械工程学院 南京 210094)

**摘要:** 针对目前使用的真空发生器存在的耗能大的局限性, 提出一种流量自调式射流真空发生器的总体技术方案。该方案采用磁性驱动方案和真空反馈自适应控制方案, 通过控制喷管喉部的有效流通断面面积调节真空发生器的供气流量, 以满足快速响应和节能的要求。建立流量自调式射流真空发生器的气体流动模型和运动模型并进行仿真, 同时, 研究弹性系数这一主要设计参数对流量自调式射流真空发生器工作性能的影响规律, 为优化设计提供理论依据。对所设计的真空发生器进行试验研究表明, 该真空发生器具有真空响应速度快和空气消耗量低的特性。

**关键词:** 真空发生器 真空反馈 磁性驱动 空气消耗量 节能

**中图分类号:** TB75

## Flow Self-regulated Jet Vacuum Ejector

TENG Yan LI Xiaoning ZHAO Pingping

(School of Mechanical Engineering,  
Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094)

**Abstract:** Jet vacuum ejectors currently used have a defect of large air consumption. To solve this problem, a new type of jet vacuum ejector with flow self-regulation is presented. In the new type of vacuum ejector, magnetic actuating and vacuum feedback adaptive control are used, by which the air input is regulated through adjusting the nozzle's effective cross-section so as to reduce the air consumption and meet its rapid response requirement. On this basis, the pneumatic kinetic models of vacuum ejector are proposed and put into simulation. Then, the affection of elastic coefficient of the spring on the working characteristics of the new vacuum ejector is investigated, which could provide the theoretical basis for the optimization of the new ejector. Experimental results have shown that this new type of vacuum ejector not only saves air consumption but has a quick vacuum response speed.

**Key words:** Vacuum ejector Vacuum feedback Magnetic actuating Air consumption Energy saving

## 0 前言

真空吸取技术作为自动化操作的一种方式, 已在工业的各个领域得到了广泛的应用<sup>[1]</sup>。但是, 作为局部真空发生装置, 目前使用的射流式真空发生器在工作时须要连续供气和排气, 空气消耗量很大。因此, 如何解决真空发生器在使用中的节能问题, 同时又能满足自动化生产线动作节拍对真空发生器快速响应提出的越来越高的要求, 是真空发生器研制中迫切需要解决的技术难题。

近年来, 针对这一问题, 国内外学者作了一些

研究。如日本妙德株式会社开发的一种集真空喷嘴、单向阀和真空开关于一体的真空发生器, 当达到设定的真空度值时, 真空开关发出信号, 控制电磁阀关闭气源, 真空发生停止, 由单向阀阻止空气向真空回路泄漏, 使真空继续保持。利用这种方法, 在搬运气密性材料的工件时, 一个运送周期内, 与相同尺寸单一喷嘴的真空发生器相比, 空气消耗量可减少 80%左右<sup>[2]</sup>。但这种方法对木板、纸板等材质疏松工件的搬运并不适用。另一方面, 德国<sup>[3]</sup>、日本<sup>[4]</sup>和中国<sup>[5]</sup>的研究人员分别提出了节能型并联式真空发生方案, 其设计思想基本相同, 即将两个喉部直径不同的真空喷嘴并联, 在真空产生阶段, 利用两个真空喷嘴同时(或喉部直径较大的喷嘴)抽取

真空,从而达到真空快速响应的目的;在真空保持阶段,利用切换控制阀进行切换,使喉部直径较小的真空喷嘴进行工作,从而达到节约能源的目的。但这种方法属于对流量的有级控制,适应范围受到一定的限制,且由于额外增加了一些元件,从而增加了使用者的成本。因此研究开发一种能够根据实时工况自适应调节供气流量,从而满足生产中节能和快速响应的双重要求的真空发生装置是十分必要的。

本文将提出可实现流量自调节的射流式真空发生器总体技术方案和结构,建立该流量自调式真空发生器的气体流动模型和运动模型,研究主要设计参数对该真空发生器工作性能的影响规律。

## 1 流量自调式真空发生器技术方案

为了满足对真空发生器节能和快速响应的双重要求,提出了流量自调式射流真空发生器的总体技术方案,根据该方案设计和制造了样机,该结构已申请了国家发明专利(专利申请号 200610040832.1)。下面对其结构和原理进行说明。

### 1.1 流量自调式真空发生器的流量自调节原理

普通的射流式真空发生器的工作原理如图 1 所示。它主要由先收缩后扩张的拉瓦尔喷管、被引射腔和混流管等组成,有供气口、排气口和真空口。当供气压力与喷管喉部压力的比值大于一定值时,喷管射出超声速射流,在气体粘性的作用下,高速射流卷吸被引射腔内的气体,使该腔中形成一定的真空度。

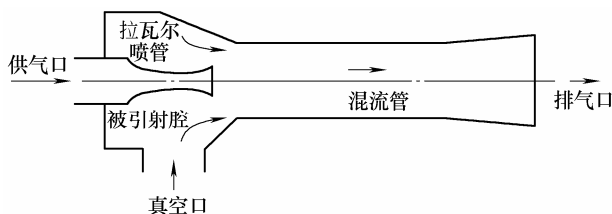


图 1 普通射流式真空发生器工作原理示意图

若忽略气源温度的变化,当供气压力足够高,气流以声速流过拉瓦尔喷管时,可近似认为有式(1)成立<sup>[6]</sup>

$$q_m \propto (p_0, A_t) \quad (1)$$

式中  $q_m$ ——流经喷管的气体质量流量

$p_0$ ——供气压力

$A_t$ ——喷管喉部的有效断面积

可以看出,当供气压力一定时,流经喷管的气体质量流量与喷管喉部的有效断面积成正比。减小喷管喉部的有效断面积  $A_t$  值,即可减小流经喷管的

气体质量流量。

为此,确定了如图 2 所示的真空发生器的流量调节方案。由图 2 可见,调节锥阀与拉瓦尔喷管安装于同一轴线上。如果能根据实际的工况控制锥阀相对喷管的不同位置(图 2 中实线表示锥阀的初始位置,虚线表示锥阀的某一运动位置),则可改变真空喷管的有效流通面积,从而实现对供气流量的调节。

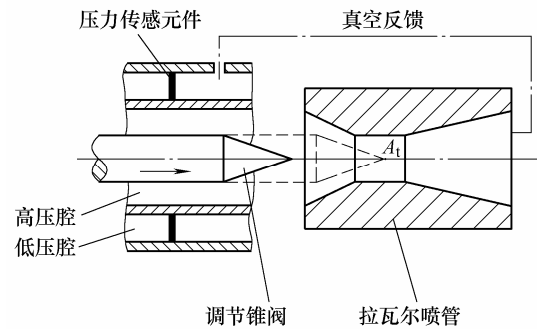


图 2 流量调节原理图

为了实现上述的设计思想,需要解决以下技术问题。

(1) 如何根据真空发生器的实时真空度值控制真空喷管喉部的有效流通面积,即如何控制锥阀相对于真空喷管的位置。为此,一种办法是采用真空压力检测元件对真空度进行检测,然后发出控制信号,通过控制驱动装置来驱动锥阀运动。但这种方法势必会增加系统中的元件数量,使系统变得相对复杂。因此,提出了将真空信号直接反馈至锥阀工作区的真空反馈方案(如图 2 中点划线所示),并通过压力传感元件感知其两侧的压力差并进行力的放大,然后通过驱动装置驱动锥阀动作,达到改变喷管喉部有效流通面积的目的。

(2) 如何实现真空度的自适应控制。当真空喷管的有效流通面积被调节到小于一定值时,气体的流量变小,从而导致真空度下降,此时,要求锥阀能自动回调,以保证正常工作所需的真空度。为此,在结构设计时设置弹性回复环节,通过对设计参数的合理匹配实现对真空度的自适应控制要求。

(3) 如何实现对调节锥阀的驱动。由于调节锥阀位于真空喷管的前方,与真空喷管同轴,一方面,真空喷管前方的来流为具有一定压力的供给气体,锥阀位于如图 2 所示的高压腔内,另一方面,锥阀运动的驱动力来自低压腔中压力传感元件两侧的压力差。也就是说,要利用位于低压腔内的驱动装置非接触式地驱动位于高压腔内的锥阀,确保高压腔与低压腔的不连通。显然,采用一般的机械结构无

法满足这一要求。因此，研究中提出了磁性驱动方案以实现非接触式驱动操作。

### 1.2 真空发生器流量自调节实现方案

基于以上分析，经过反复设计，提出了如图3所示的流量自调式射流真空发生器的结构方案。该真空发生器包括真空发生和流量自调节两个部分。流量自调节部分包括位于外侧的主动缸部分和位于内侧的从动缸部分。主动活塞和从动活塞上分别安装有高磁性的磁环，通过磁力作用主动活塞可以非接触地驱动从动活塞。在主动缸筒上设计有真空反馈口，将真空压力反馈到主动缸右腔；主动缸的左腔与大气相通。当真空发生器产生真空时，主动活塞的两侧便产生压力差，当该压力差大于复位弹簧的弹簧力和摩擦力的合力时，主动活塞向右运动，并在磁力的作用下带动从动活塞及锥阀向右运动，从而改变喷管的有效断面积。随着锥阀位移量的增大，复位弹簧的压缩量增大，弹簧力增大，当气压力、弹簧力和摩擦力达到平衡时，锥阀便稳定在某一位置上。如果真空腔内的真空度值在某些原因的影响下发生变化，使主动缸两腔合力发生变化，锥阀动作，直至运动到新的平衡点。可以看出，所设计的真空发生器在工作之初，由于喷管的有效断面积大，真空响应速度快；当达到一定的真空度后，锥阀减小了喷管的有效断面积，从而减小了空气消耗量。

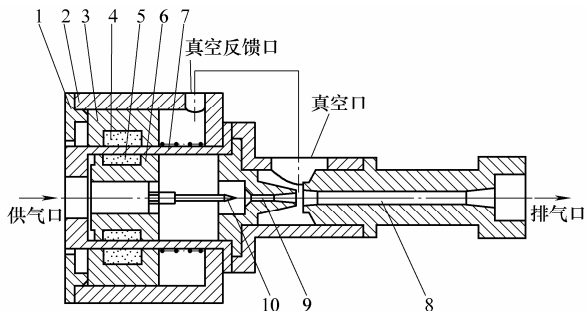


图3 流量自调式真空发生器的结构方案示意图

- 1. 端盖 2. 主动缸筒 3. 主动活塞 4. 大磁环 5. 小磁环
- 6. 从动活塞 7. 薄壁缸筒 8. 接收管 9. 喷管 10. 锥阀

## 2 流量自调式真空发生器数学模型

### 2.1 真空发生器气体一维流动分析

对射流真空发生器进行流态分析时的各工作断面如图4所示。其中，1表示拉瓦尔喷管的出口断面；2表示混流管等面积段的入口断面；3表示混流管等面积段的出口断面；4表示真空发生器的出口断面。另外，为了以后描述的方便，作如下关于下标符号的约定：*t*表示在拉瓦尔喷管中流动的主流

动流束的声速断面；*y*表示由真空口吸入的吸入流束在流动时的声速断面；*e*表示真空发生器被引射腔的入口断面；*c*表示由主流束和吸入流束构成的混合流束的声速断面；*m*表示混合流束达到声速前的任一断面；0表示气源参数。

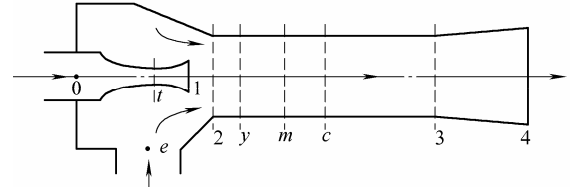


图4 真空发生器流态分析示意图

在对真空发生器内部流道进行流态分析时，对其工作过程作如下假设：工作气体为理想气体，且气源压力的波动忽略不计；气体在真空发生器管道中的流动近似为一维可压缩的等熵流动；吸入流束在断面*y*处达到声速，并在此断面上与主流束开始进行混合，即  $p_{py} = p_{sy}$ ；混合流动在断面*c*处达到声速<sup>[7]</sup>。

(1) 壅塞状态下通过拉瓦尔喷管的气体质量流量为

$$q_p = \frac{p_0 A_t}{\sqrt{T_0}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \eta_p \quad (2)$$

式中  $q_p$  ——质量流量

$p_0$  ——气源压力

$T_0$  ——气源温度

$\gamma$  ——等熵指数

$R$  ——气体常数

$\eta_p$  ——考虑摩擦损失时的修正系数

(2) 对通过拉瓦尔喷管的主流动流束，有

$$\frac{A_{p1}}{A_t} = \frac{1}{M_{p1}} \left[ \frac{2}{\gamma+1} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right) \right]^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)} \quad (3)$$

$$\frac{p_0}{p_{p1}} = \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (4)$$

式中  $A_{p1}$  ——拉瓦尔喷管出口处的有效断面积

$M_{p1}$  ——拉瓦尔喷管出口处的流动马赫数

$p_{p1}$  ——拉瓦尔喷管出口处的压力

(3) 考虑从断面1到断面*y*的主流束，有

$$\frac{A_{py}}{A_{p1}} = \frac{M_{p1}}{M_{py}} \frac{\left[ \frac{2}{\gamma+1} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{py}^2 \right) \right]^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)}}{\left[ \frac{2}{\gamma+1} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right) \right]^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)}} \quad (5)$$

$$\frac{p_{py}}{p_{p1}} = \frac{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{py}^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)}} \quad (6)$$

式中  $A_{py}$  ——主流束在断面  $y$  处的流动面积  
 $M_{py}$  ——主流束在断面  $y$  处的流动马赫数  
 $p_{py}$  ——主流束在断面  $y$  处的压力

(4) 考虑从被引射腔的入口断面到断面  $y$  的吸入流束, 有

$$\frac{p_{se}}{p_{sy}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{sy}^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (7)$$

$$q_s = \frac{p_{se} A_{sy}}{\sqrt{T_{se}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \eta_s \quad (8)$$

式中  $p_{se}$  ——吸入流束在被引射腔入口断面处的压力  
 $p_{sy}$  ——吸入流束在断面  $y$  处的压力  
 $M_{sy}$  ——吸入流束在断面  $y$  处的流动马赫数  
 $q_s$  ——吸入流束的质量流量  
 $A_{sy}$  ——吸入流束在断面  $y$  处的流动面积  
 $T_{se}$  ——吸入流束的吸入温度  
 $\eta_s$  ——考虑摩擦损失时的修正系数

(5) 对混流管的等面积段, 有

$$A_3 = A_{py} + A_{sy} \quad (9)$$

式中  $A_3$  ——混流管等面积段出口的有效断面积

(6) 考虑混合流束流动, 在声速断面  $c$  前的任一断面  $m$  处, 有

$$\eta_m (q_p v_{py} + q_s v_{sy}) = (q_p + q_s) v_m \quad (10)$$

$$v_{py} = M_{py} a_{py} \quad (11)$$

$$a_{py} = \sqrt{\gamma R T_{py}} \quad (12)$$

$$v_{sy} = M_{sy} a_{sy} \quad (13)$$

$$a_{sy} = \sqrt{\gamma R T_{sy}} \quad (14)$$

$$v_m = M_m a_m \quad (15)$$

$$a_m = \sqrt{\gamma R T_m} \quad (16)$$

$$T_{py} = \frac{T_0}{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right) M_{py}^2} \quad (17)$$

$$T_{sy} = \frac{T_{se}}{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right) M_{sy}^2} \quad (18)$$

式中  $v_{py}$ ,  $v_{sy}$  ——分别为主流束流动、吸入流束流动在断面  $y$  处的流速  
 $v_m$  ——混合流束在断面  $m$  处的流速

$M_m$  ——混合流束在断面  $m$  处的流动马赫数

$a_{py}$ ,  $a_{sy}$  ——主流束流动、吸入流束流动在断面  $y$  处的当地声速

$a_m$  ——混合流束在断面  $m$  处的当地声速

$T_{py}$ ,  $T_{sy}$  ——分别为主流束流动、吸入流束流动在断面  $y$  处的温度

$T_m$  ——混合流束在断面  $m$  处的温度

$T_{se}$  ——吸入流束在被引射腔入口断面处的温度

$\eta_m$  ——考虑摩擦损失时的修正系数

(7) 考虑混合流束在声速断面  $c$  前后从断面  $m$  到断面 3 的流动, 有

$$\frac{p_3}{p_m} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma+1} (M_m^2 - 1) \quad (19)$$

$$M_3^2 = \frac{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right) M_m^2}{\gamma M_m^2 - \left(\frac{\gamma-1}{2}\right)} \quad (20)$$

式中  $p_3$  ——混合流束流动在断面 3 处的压力  
 $p_m$  ——混合流束流动在断面  $m$  处的压力  
 $M_m$  ——混合流束在断面  $m$  处的流动马赫数  
 $M_3$  ——混合流束在断面 3 处的流动马赫数

(8) 考虑混合流束从断面 3 到断面 4 的流动, 有

$$\frac{p_4}{p_3} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_3^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (21)$$

式中  $p_4$  ——混合流束流动在断面 4 处的压力

## 2.2 真空腔容积内真空度的响应时间

与真空发生器真空口相联接的配管、真空吸盘或真空罐等真空腔容积内的真空度响应时间可近似计算如下所述。

当  $\frac{p_{se}}{p_{ce}} \leq b$  时

$$t_1 = 7.301 \frac{V}{A_e \sqrt{RT_{c0}}} \left[ \left(\frac{p_{c0}}{p_{ce}}\right)^{1/7} - 1 \right] \quad (22)$$

当  $b < \frac{p_{se}}{p_{ce}} \leq 1$  时

$$t_2 = \frac{1.460 \cdot 3V(1-b)}{\gamma A_e \sqrt{RT'_{ce}}} \left(\frac{p'_{ce}}{p_{se}}\right)^{1/7} \times$$

$$\int_{p_{se}/p'_{ce}}^{p_{se}/p_{ce}} \frac{(p_{se}/p_{ce})^{-6/7}}{\sqrt{\left(1 - \frac{p_{se}}{p_{ce}}\right) \left(1 - 2b + \frac{p_{se}}{p_{ce}}\right)}} d\left(\frac{p_{se}}{p_{ce}}\right) \quad (23)$$

式中  $b$  ——临界压力比

- $t_1, t_2$  ——时间
- $A_e$  ——真空口入口断面  $e$  处的有效断面积
- $p_{e0}$  ——真空腔内的初始压力
- $p_{ce}$  ——配管等真空腔内的压力
- $p'_{ce}$  ——临界压力
- $T_{c0}$  ——真空腔内的初始温度
- $T'_{ce}$  ——临界状态所对应的温度
- $V$  ——真空腔的容积

### 2.3 运动部件的运动方程

如图5所示，由主动活塞、从动活塞及锥阀组成的运动部件具有如下的运动方程

$$m\ddot{x} = (p_a - p_{ce})s - F_f - F_t \quad (24)$$

$$F_t = k(y_1 + x) \quad (25)$$

- 式中  $m$  ——运动部件的质量
- $x$  ——运动部件的位移
- $p_a$  ——大气压力
- $s$  ——主动活塞的面积
- $F_f$  ——摩擦力
- $F_t$  ——弹簧力
- $k$  ——弹簧系数
- $y_1$  ——弹簧的预压缩量

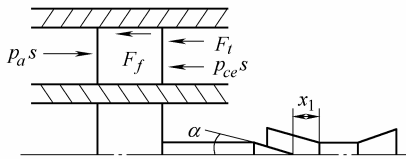


图5 主动活塞的受力示意图

### 2.4 拉瓦尔喷管喉部的有效断面积

拉瓦尔喷管喉部的有效断面积可按下式作近似计算

$$A_t = \frac{\pi}{4} (d_t^2 - d_1^2) \quad (26)$$

- 式中  $d_t$  ——喷管喉部直径
- $d_1$  ——与拉瓦尔喷管喉部左端断面处于同一断面的锥阀断面直径
- $d_1 = \begin{cases} 0 & x \leq x_1 \\ 2(x - x_1) \tan \alpha & x > x_1 \end{cases}$
- $x_1$  ——锥阀端部初始位置与拉瓦尔喷管喉部左端断面之间的距离
- $\alpha$  ——锥阀半锥角

### 2.5 真空发生器的空气消耗量

真空发生器的空气消耗量为

$$Q = \int_0^t q_p dt \quad (27)$$

式中  $Q$  ——空气消耗量

式(2)~(26)即为描述系统动态特性的方程组。

## 3 对流量自调式真空发生器的仿真和试验

### 3.1 仿真

为了验证上述数学模型的准确性，同时为流量自调式真空发生器的优化设计提供理论依据，对流量自调式真空发生器进行了仿真研究。

#### 3.1.1 仿真与试验结果的对比

为了验证所建立的数学模型的准确性，将仿真结果与试验结果进行了对比，仿真和试验中的供气绝对压力为 0.5 MPa，喷管喉部设计直径为 2 mm，真空容积为 5 L。对比结果如图 6、7 所示。

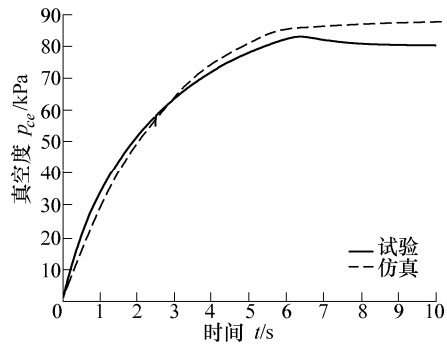


图6 真空度的仿真和试验对比曲线

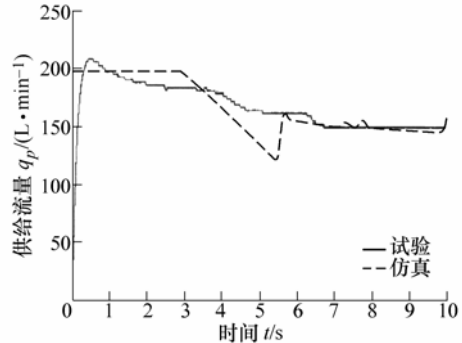


图7 供给流量的仿真和试验对比曲线

从图6和图7可以看出，仿真曲线与试验曲线的变化趋势是吻合的，说明所建立的数学模型是可信的。而且当真空度达到一定的值后，仿真和试验曲线均出现了拐点，在拐点之后真空度曲线上升的斜率变小。分析其原因在于：当锥型阀芯进入喷管喉部后，喷管喉部的气体流通断面由原来的圆形断面变为环形断面，且随着锥型阀芯在喷管内轴向位移的增加喷管喉部的有效流通断面不断减小。当喷管喉部有效断面积小于一定的数值时，一方面气体与流通壁面的摩擦作用加剧，增加了能量的损失；另一方面，喷管喉部有效断面积的减小破坏了喷管各个断面之间的最佳设计工况，引起了管内的激波，也造成了较大的能量损失，所以引起了真空度的下降。

### 3.1.2 设计参数对流量自调式真空发生器工作性能的影响

弹性元件的弹性系数是流量自调式真空发生器的主要设计参数,弹性系数的选取对该真空发生器工作性能的影响结果如图 8~10 所示。仿真中选取了五个弹性系数  $k$  值,且  $k_1 > k_2 > k_3 > k_4 > k_5$ 。可以看出,弹性系数值的大小对流量自调式真空发生器的工作性能影响很大。较大的  $k$  值会使阀芯位移和喉部面积的变化比较平稳,但真空发生器的极限真空度较低,且  $k$  值越大,阀芯位移和喉部面积的变化越不明显,说明节能的效果越差;较小的  $k$  值可使真空发生器的极限真空度较高,但会引起阀芯位移和喉部面积的波动变化,使工作的瞬态过程加长,且过小的  $k$  值反而会使阀芯稳定后的喉部截面积较大,削弱了节能的效果。因此,为了使流量自调式真空发生器得到良好的工作性能,弹性系数存在一个最优的值,设计时应加以合理的确定。

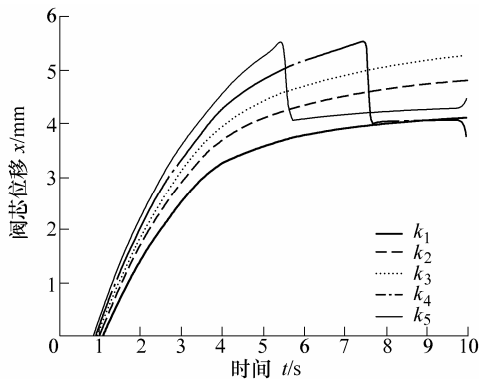


图 8 弹性系数对阀芯位移的影响

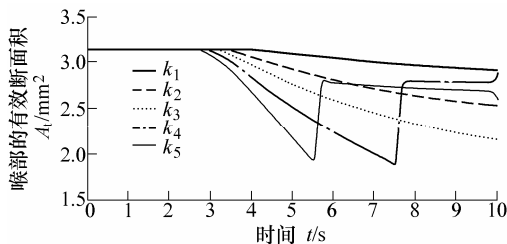


图 9 弹性系数对喉部有效断面积的影响

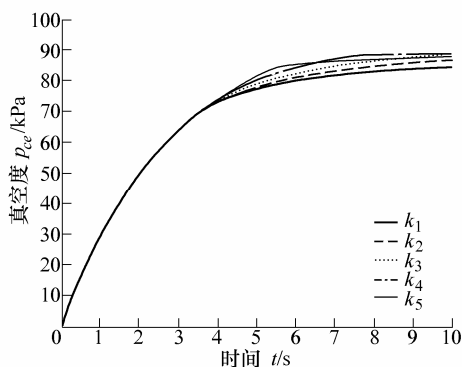


图 10 弹性系数对系统真空度的影响

### 3.2 试验

对所设计的流量自调式真空发生器(以下称自调式)和流量自调式真空发生器中的真空发生部分(以下称固定式)分别进行了试验。试验方案如图 11 所示。试验中,供气绝对压力均为 0.5 MPa。真空腔容积为 5 L,真空喷管喉部的设计直径为 2 mm。

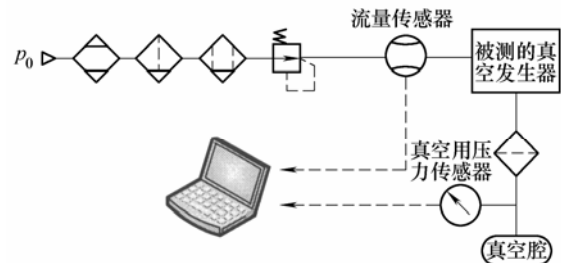


图 11 试验装置示意图

图 12 给出了自调式和固定式真空发生器的真空度试验对比曲线,图 13 给出了两种真空发生器的供气流量试验对比曲线。

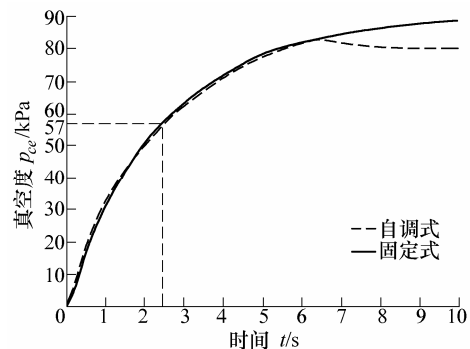


图 12 自调式和固定式真空发生器真空度的试验对比曲线

由于实际工作中一般选择系统最大真空度的 63%~95%作为工作范围,这里规定:在相同供给压力下,以达到最大真空度 63%的时间作为系统的响应时间,按固定式真空发生器的最大真空度 90 kPa 的 63%,即 57 kPa 所对应的时间为响应时间。从图 12 中可以看出,自调式和固定式两种真空发生器的响应时间几乎是相等的,说明自调式真空发生器与固定式真空发生器具有同样的快速响应性。而从图 13 中可以看出,试验条件下,在大约 3.25 s 后,自调式真空发生器的供气流量开始明显小于固定式真空发生器的供气流量。对供气流量试验曲线积分可得  $t$  时间内的耗气量。图 14 显示了 20 s 工作时间内各时间节点上两种真空发生器的耗气量对比。从图 14 中可以看出,自调式真空发生器的耗气量低于固定式真空发生器的耗气量。设一个工作周期为 20 s,则在本次试验条件下,使用自调式真空发生器比使用固定式真空发生器在一个工作周期内

节省了约 12 L 的空气消耗量。图 15 显示了不同工作循环次数所节约的空气消耗量。可以看到，20 个工作循环后，使用自调式真空发生器比使用固定式真空发生器节省约 240 L 的空气消耗量。而且，可以粗略计算：假设一个工作周期为 20 s、中间间歇周期为 10 s，一天工作 8 h，则使用自调式真空发生器将比使用固定式真空发生器节省约 11 520 L 的空气消耗量。

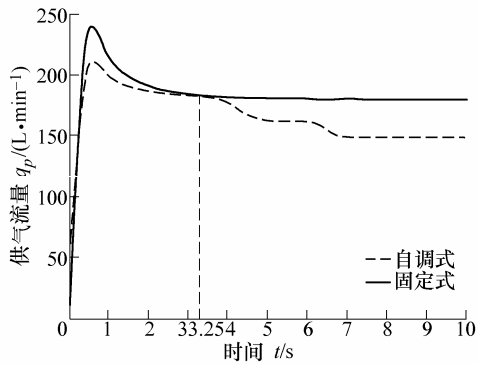


图 13 自调式和固定式真空发生器供气流量的试验对比曲线

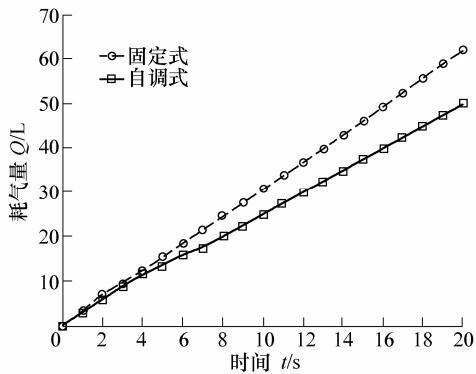


图 14 自调式和固定式真空发生器耗气量的试验对比

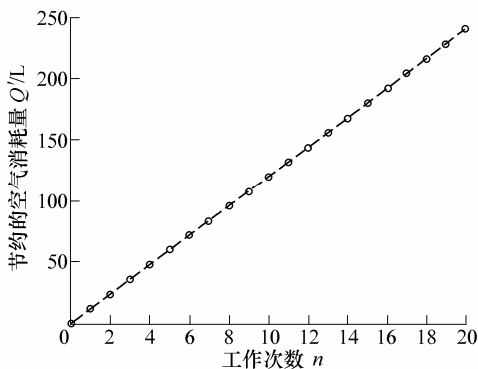


图 15 不同工作循环所节约的空气消耗量示意图

### 4 结论

(1) 提出了利用磁性驱动方案和真空反馈自适

应控制方案对真空发生器喷管的有效流通断面积进行自适应调节从而控制真空发生器供气流量的流量自调式真空发生器的总体结构，并对其进行了试验研究。试验结果证明了该结构方案在满足较短的真空响应时间的前提下可以有效地减少空气消耗量，达到了预期的设计基本要求，从原理上证明了该方案的可行性。

(2) 建立了流量自调式真空发生器的数学模型，并进行了仿真研究。通过真空度和供气流量的仿真和试验对比结果，表明了所建立的数学模型是可信的。

(3) 研究了弹性系数这一主要设计参数对流量自调式真空发生器工作性能的影响规律。研究表明，弹性系数的选取对真空发生器工作性能的影响很大，较小的弹性系数容易引起阀芯位移的波动，但真空发生器的极限真空度较高，较大的弹性系数会使系统运动比较平稳，但系统的极限真空度较低，且节能效果较差。因此，设计时应合理确定弹性系数数值。

本文的研究结果对于该型真空发生器进一步优化设计和深入研究打下了很好的基础。

### 参 考 文 献

[1] SMC(中国)有限公司. 现代实用气动技术[M]. 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2004.  
SMC(China)Corporation. Modern pneumatic technology [M]. 2nd ed. Beijing: China Machine Press, 2004.

[2] 郑欣荣, 张宪, 赵章凤, 等. 真空发生器的节能应用研究[J]. 真空与低温, 2005, 11(3): 50-54.  
ZHENG Xinrong, ZHANG Xian, ZHAO Zhangfeng, et al. Research of economizing on energy of vacuum ejector[J]. Vacuum & Cryogenics, 2005, 11(3): 50-54.

[3] FESTO AG & CO. Vacuum generator: Europe, DE2000103321220000707[P]. 2002-01-17.

[4] 焼結金属工業株式会社. 真空発生装置: 日本, 昭 61-55399[P]. 1986-03-19.  
SMC Corporation. Vacuum generator: Japan, 61-55399[P]. 1986-03-19.

[5] 浙江工业大学. 节能型并联真空发生器: 中国, 200510050203[P]. 2005-09-14.  
Zhejiang University of Technology. Energy-saving parallel-nozzle ejector: China, 200510050203[P]. 2005-09-14.

[6] 童秉纲, 孔祥言, 邓国华. 气体动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1990.

(下转第 252 页)