

## 摘要

内燃机进排气系统及缸内空气运动对混合气形成和燃烧过程具有决定性的作用,影响着发动机的动力性、经济性、燃烧噪声和有害气体的排放。

通过对内燃机进气道的稳流试验来评定和预测进气道的流通特性,已经成为内燃机研究的重要手段之一。柴油机进气道设计广泛采用气道稳流试验测量其涡流比和流量系数来评定气道的流动阻力和气缸内涡流的强度,是气道研究工作的重要工具。

流量系数是气阀特性的重要参数,不同的研究所对流量系数采用不同的定义,论文采用德国柏林工大内燃机研究所(VKM)的方法,针对压气式稳态试验台,用新的数学模型推导流量系数的展开公式,对由德国某著名汽车设计公司提供的气缸盖的气阀特性进行试验研究,测量其气阀流量系数。

论文是在德国柏林工大内燃机研究所(VKM)实习中,在 H.Pucher 教授辅导下完成。论文将试验所得流量系数值与发动机生产厂商提供的通过 AVL 方法测定的流量系数值进行比较,验证新方法的可行性。采用新的数学模型与之前的数学模型求得的气阀流量系数进行比较,分析误差。对不同流向时进排气阀的流量系数进行了测定,分析比较其不同特性,并与 FEV 方法定义的流量系数进行比较。最后,在不同压差,不同气阀升程情况下,测量气阀流量系数,深入分析气阀特性。

最后,关于进一步工作的方向进行了简要的讨论。

关键字: 内燃机 进排气阀 流量系数 压气式稳流试验

## ABSTRACT

The in-cylinder fluid motion in internal combustion engine is one of the most important controlling the combustion process. It governs the fuel-air mixing and burning rates in diesel engines. The fluid flow prior to combustion in internal combustion engines is generated during the induction process and developed during the compression stroke. Therefore a better understanding of fluid motion during the induction process is critical for developing engine designs with the most desirable operating and emission characteristics.

A cylinder head from a four-valve engine was used in this work. The characteristics of the in- and outlet Valves of this cylinder would be through flow coefficient studied. In order to get the flow coefficient of the valves, the stationary flow test bench would be used. The test results would also be analyzed. This thesis was written during my internship at VKM TU-Berlin und supervised by Professor H.Pucher.

In the finality, the problems requiring further studies are discussed.

**Key Words:** internal-combustion engine, inlet and outlet valves, flow coefficient, stationary test

## 学位论文版权使用授权书

本人完全了解同济大学关于收集、保存、使用学位论文的规定，同意如下各项内容：按照学校要求提交学位论文的印刷本和电子版；学校有权保存学位论文的印刷本和电子版，并采用影印、缩印、扫描、数字化或其它手段保存论文；学校有权提供目录检索以及提供本学位论文全文或者部分的阅览服务；学校有权按有关规定向国家有关部门或者机构送交论文的复印件和电子版；在不以赢利为目的的前提下，学校可以适当复制论文的部分或全部内容用于学术活动。

学位论文作者签名：

年 月 日

## 同济大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师指导下，进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本学位论文的研究成果不包含任何他人创作的、已公开发表或者没有公开发表的作品的内容。对本论文所涉及的研究工作做出贡献的其他个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本学位论文原创性声明的法律责任由本人承担。

学位论文作者签名：

年 月 日

## 第1章 引言

### 1.1 课题的研究意义

发动机进排气系统是发动机重要组成部分，进排气系统性能的优劣直接决定发动机性能的高低。同样大小的气缸容积在相同的进气状态下，若吸入更多的新鲜空气，则允许喷入更多的燃料，在同样的燃烧条件下可以获得更多的有效功<sup>[1]</sup>。

发动机的有效功  $Pe$  的定义式为：

$$Pe = \frac{V_H \cdot \rho_L \cdot \lambda_L}{\lambda_v} \cdot \frac{n_M}{a} \cdot \frac{H_u}{L_{\min}} \cdot \eta_e \quad (1.1)$$

式中， $V_H$ ——气缸容积（L）；

$n_M$ ——发动机转速（1/min）；

$\lambda_L$ ——充气效率；

$\eta_e$ ——机械效率；

$L_{\min}$ ——燃料燃烧热值最低空气需要量（g/J）；

$\rho_L$ ——进气空气密度（g/m<sup>3</sup>）；

$\lambda_v$ ——过量空气系数。

对于一个发动机在特定工况下，发动机转速  $n_M$  为定值，所以有效功  $Pe$  的大小主要取决于机械效率  $\eta_e$ 、燃料燃烧热值  $H_u$ 、最低空气需要量  $L_{\min}$ 、进气空气密度  $\rho_L$ ，过量空气系数  $\lambda_v$  和充气效率  $\lambda_L$ ，如下式（1.2）所示：

$$Pe \sim \rho_L \cdot \lambda_L \cdot \eta_e \cdot \frac{H_u}{\lambda_v \cdot L_{\min}} \quad (1.2)$$

而燃料燃烧热值  $H_u$  和最低空气需要量  $L_{\min}$  的大小只与燃料的特性有关，当进气密度  $\rho_L$  为定值，式（1.2）可进一步简化得：

$$Pe \sim \lambda_L \cdot \eta_e \cdot \frac{1}{\lambda_v} \quad (1.3)$$

功的大小。充气效率 $\lambda_c$ 是指每循环实际进入气缸的新充量与进气状态充满汽缸工作容积的新鲜充量之比；过量空气系数 $\lambda_f$ 定义为燃烧 1kg 燃料实际供入缸内的空气量与理论上所需的空气量之比。因此，如何提高充气效率 $\lambda_c$ 是提高发动机动性力性及经济性的一个重要手段。

降低进气系统的阻力损失，提高气缸内进气终了时的压力，降低排气系统的阻力损失，减少缸内残余废气是提高充量系数主要方法之一，而气阀流量系数是用来描述发动机进排气系统（包括气阀，气缸盖和气道）阻力的关键参数，直接影响发动机的充气效率。

同时，发动机缸内空气的运动是控制发动机燃烧的关键，空气运动不但有利于空气和燃油的混合，并决定了发动机的燃烧效率<sup>[2]</sup>，涡流比是衡量缸内空气运动的重要参数，对研究缸内混合气体的运动，提高发动机燃烧效率有非常重要的作用。

对于已成为近年来柴油发动机发展趋势的直喷式柴油机，气阀流量系数及缸内空气的运动尤为重要，它们是优化进气系统、供油系统和燃烧室结构三者之间的匹配的基础，所以，对气阀的流通特性进行研究，有利于进一步提高直喷柴油机性能。

其次，通过实验得到的流量系数值可以为计算机仿真分析、模拟计算等提供依据。通过计算机仿真分析可以在发动机开发法的早期衡量其所用方法的正确性，在对发动机优化过程中，可以通过软件对不同参数对发动机性能的影响进行分析，大大减少了试验时间。在对发动机运行过程进行仿真时，实际进气量 $\dot{m}$ 可通过下式计算得到：

$$\dot{m} = \alpha \cdot A_1 \cdot \sqrt{\rho_0 \cdot p_0} \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[ \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (1.4)$$

式中， $\alpha$ ——流量系数；

$A_1$ ——气门的开启截面积（ $m^2$ ）；

$p_1$ 、 $p_0$ ——分别为气阀前后的压力值（Pa）；

$\kappa$ ——气体等熵指数。

因此，深入了解气阀流量系数特性对于组织良好的燃烧过程，开发具有高性能和低污染的直喷式柴油发动机具有重要意义<sup>[3]</sup>。

## 1.2 发动机换气过程

发动机的换气过程包括排气过程和进气过程，主要需要将缸内的废气排净，并吸入尽可能多的新鲜工质（空气或空气和燃料混合气），组织合适的缸内气流运动，同时要尽可能的减小换气损失。

完整的发动机进气系统包括空气滤清器、进气歧管（谐振箱和支管）、进气总管和进气门机构<sup>[4]</sup>。

柴油机工作时，空气从进气口以很高的速度被吸入。被吸入的空气沿着进气管，经过进气管接头到达空气滤清器。经过空气滤清器过滤的清洁的空气沿空气滤清器弯头胶管，依次经过连接管，钢丝胶管和后进气管，到达增压器至进气管的过渡弯头处。然后，清洁的空气进入增压器进气口，经过增压以后的增压空气进入中冷器，随后进入整体式缸盖上的进气歧管和进气阀。最后，大部分新鲜空气流过节气门，经过气阀进入缸内。

排气系统的作用是减少发动机燃烧产生排气中的污染物，将排气引向车辆上适合的位置排出，尽可能降低排气噪声。在排气过程中尽量减少功率损耗。残余气体是由于排气阀打开期间未能排除缸内的废气，残余废气量不直接参与燃烧过程，但是它影响着点火和燃烧工程。柴油机排出的废气中含有大量的碳化物，如果废气进入进气系统，碳化物会很快堵塞纸滤芯。若大量废气进入气缸，将会恶化柴油机的燃烧过程。

换气过程一般可分为三个阶段：

- 1) 自由排气阶段：此阶段是从排气门打开到缸内压力接近排气管压力为止。在

这个阶段，气体会自行排出气缸，不需借助任何外力，当  $\frac{p_z}{p_A} \geq \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}}$  时，

$p_z$  和  $p_A$  分别为气缸及排气管压力，这个阶段中还会出现超临界状态和亚临界流动。超临界状态是指气体流动速度与气缸内外压差无关，只取决于当地音速，即：

$$v = a = \sqrt{\kappa RT} \quad (1.5)$$

式中， $v$ ——气体流速（ $m/s$ ）；

$a$ ——当地音速（ $m/s$ ）；

$T$ ——温度（ $K$ ）。

当温度  $T$  在 873-1173K 时，音速  $a$  在 500 至 600m/s 之间；亚临界流动时，流动的速度与排气门前后的压差有关。一般来说自由排气阶段占排气总量的 60% 左右。

- 2) 强制排气阶段：这时活塞已开始向上运行，将一部分燃烧残余废气强制推出，气体的流动速度取决于压差，压差越大，流速也越大，但耗功越多。这一阶段在上止点后 10 度到 35 度时关闭，其目的主要为在减少排气消耗功和缸内残余废气量。
- 3) 进气过程：在进气刚开始时，气缸内以形成了较大的真空度，这一过程一般在上止点前 0 度到 40 度时开始，下止点 40 度到 70 度时关闭，在进气过程中，进气门关闭时刻对于充气效率随转速的变化起着决定性的影响左右，进气门早关，最大充气效率出现在低速区，而进气门迟闭，最大充气效率则出现在高速区。

进排气阀的适当开闭控制了新鲜空燃混合气和残余废气的充气过程。凸轮轴上的凸轮决定了气阀打开和关闭的时间（气阀正时）和气阀升程曲线。气阀重叠期（即进气阀和排气阀打开的重叠时间）对缸内的残余废气量具有决定性的影响。如图 1.1 所示为四冲程发动机配气定时示意图，气阀重叠角的存在可以利用进气将废气推出，有利于增加气缸新鲜充量；可以冷却高温零件、降低排温。但是也会造成混合气直接排出或进气管回流的情况。

所以说整个换气过程是柴油机的重要组成部分。在进排气系统设计中要考虑的因素很多，仅凭经验设计是无法完成这一任务的。

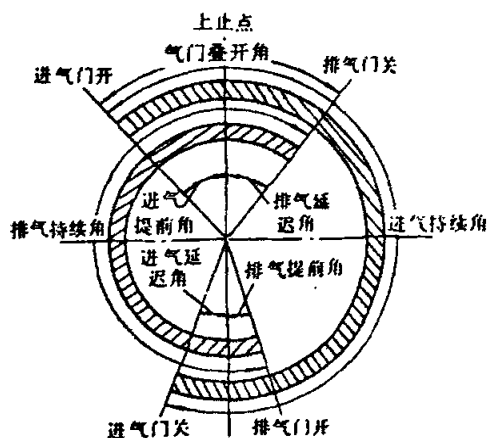


图 1.1 四冲程发动机配气定时示意图



### 1.3 发动机的缸内空气运动

发动机缸内空气运动对混合气形成和燃烧过程具有决定性的影响，同时也影响着发动机的动力性、经济性、燃烧噪声和有害气体的排放。组织良好的缸内空气运动对提高柴油机的燃油空气混合速率，提高燃烧速率，促进燃烧过程中空气与未燃燃料的混合有着重要作用；同样，组织良好的缸内空气运动对提高汽油机的火焰传播速率、降低燃烧循环变动、适应稀燃或分层燃烧也有着重要作用<sup>[5]</sup>。柴油机缸内空气运动主要以涡流运动为主，而汽油机(尤其是多气门汽油机)缸内涡流运动和滚流运动同时并存。它们对提高发动机燃烧效率和降低有害物质的排放起着关键的作用。

在进气过程中形成的，绕气缸轴线有组织的气流运动称为进气涡流。由于存在气流之间的内摩擦耗损和气流与缸壁之间的摩擦，将使进气涡流在压缩过程逐渐衰减。一般情况下，在压缩终了时，约有  $1/4$  的初始角动量损失掉。当活塞接近于上止点时，大量空气被迫进入位于活塞顶部的燃烧室内，使凹坑内的切线速度有所增加。进气结束时，气缸内旋流速度的分布表明，小于某一半径时，切线速度随半径的增加而增大，速度呈刚体涡流分布；超过这一半径时，切线速度随半径的增加而减小，速度仍呈势流分布。当活塞接近于上止点时，刚体流动明显增强，势流运动明显减弱，可以认为此时燃烧室凹坑内的旋流运动为刚体流。

直喷式柴油机缸内涡流按其产生方式可分成两类：

一是由进气道的结构或在进气道内制造人为扰动产生的进气涡流；二是利用燃烧室的特殊形状在压缩冲程后期和膨胀冲程初期产生的挤压涡流。进气涡流主要是绕气缸中心线的定向涡流。组织进气涡流的目的，除了改善混合气的形成，提高混合气的质量外，主要是利用它来存储进气气流的动能，并在燃烧时传播火焰小团（微涡流），提高火焰传播速度，加快燃烧速度。对于柴油机，进气涡流主要用于增强喷油油束与空气的混合，提高燃油空气混合速率，实现快速燃烧。进气涡流的大小由进气道形状和发动机转速决定，根据进气涡流的形成原理，人们研究了各种产生进气涡流的方法，现主要采用特殊形状的进气道，来形成绕气缸中心线的旋转进气涡流运动<sup>[6]</sup>。

- 1) 切向气道，气道母线与气缸相切，气道类似于喷管。其结构简单、流动阻力小，但对气口的位置很敏感。如图 1.2 所示。
- 2) 螺旋气道形成两个涡流，一是绕气门中心旋转，其强度与气道本身结构

有关。二是绕气缸中心旋转，其强度与气道相对于气缸布置有关。由此组成沿螺旋线推进的涡流运动。采用这种方式能产生较强的进气涡流，制造工艺要求高，调试工作量大。

3) 导气屏，气门上放置导气片，可让空气沿一定角度进入气缸。

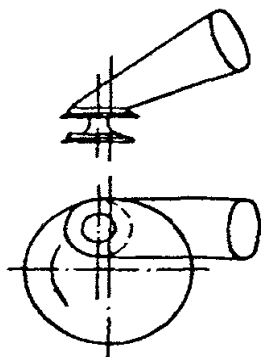


图 1.2 切向气道示意图

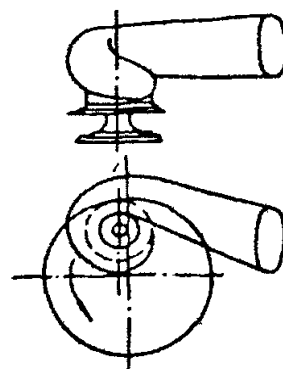


图 1.3 螺旋气道示意图

进气涡流对直喷式柴油机燃烧过程的作用主要体现在进气涡流促进了油束发散，加快了空气与油粒的掺混、雾化和蒸发，加速了着火前混合气的形成和预混气体燃烧的发生及进行，缩短了滞燃期和燃烧持续期，使柴油机工作柔和，燃烧完善，减少了有害物质的排放。气缸内气体运动除了涡流外还有以下几种运动模式：

### 1) 挤流运动

利用活塞运动产生涡流（挤流）。组织挤气涡流的要素有三个：挤气面积、挤气间隙和挤气面的布置。在压缩过程后期，活塞表面的某一部分和气缸盖彼此靠近时所产生的径向或横向气流运动称为挤压流动，又称挤流。挤流强度主要由挤气面积和挤气间隙的大小决定。挤流在汽油机上得到了广泛的应用，汽油机紧凑型燃烧室都利用较强的挤流运动，以增强燃烧室内的湍流强度，促进混合气快速燃烧。当活塞下行时，燃烧室中的气体向外流到环形空间，产生膨胀流动，成为逆挤流。逆挤流在柴油机上有利于将燃烧室内的混合气流出，使其进一步和气缸内的空气混合燃烧，对改善燃烧和降低排放十分有利。缩口形燃烧室就是充分利用了较强挤流和逆挤流。挤气涡流对转速和负荷依赖性较小，

因仅通过活塞的运动产生涡流而不影响充气效率和造成进气流动损失。但涡流强度小，只是出现在上止点附近，维持时间不长，只能起辅助作用。

## 2) 滚流运动

滚流是一种在气缸内形成的大幅度空气旋转运动，其旋转轴垂直于气缸轴线，因此也可称为横轴涡流，这一流动是在 80 年代后期才被发现的，随后世界各研究机构对滚流的产生、发展、破碎机理以及它对燃烧的影响进行了大量的研究。

通过对滚流的湍流频谱分析发现，湍流结构中低频能量占 80%，滚流破碎后使低频和高频分量都以不同程度的增加。大量的实验研究和数值模拟表明，在滚流破碎的时刻，湍流分量的积分尺度突然增大，但随后又下降到比较小的数值。滚流强度越大，湍流的积分尺度就越小。在二气门汽油机上对滚流和涡流的结构分析发现，尽管滚流结构中的低频分量较多，但滚流的湍流总量比涡流的湍流总能量要高，因此滚流对燃烧的改善作用比涡流更大。滚流运动在进气过程产生，在压缩过程的早期和中期得到加强。但在压缩终了，由于其运动轨迹与燃烧室形状不相适应而产生极大的变形，整个结构破碎变成湍流，从而形成异常强烈的湍流运动，大大加快了火焰传播速度，可抑制爆震，减少循环变动，提高发动机稀燃能力，改善发动机性能。

## 3) 湍流运动

在发动机气缸中形成的无规则气流运动称为湍流，是一种不定常气体流动。流体质点速度的大小、方向及压力都随时间而不断紊乱地变化着，湍流中的流体微团会绕其瞬时轴作无规则的且经常被扰乱的有旋运动，这些旋涡会不断地发展或消灭，即湍流具有发散性、耗散性和有旋性。湍流可以分为两大类，即气流流过固体表面时产生的壁面湍流和同一种流体不同流速层之间产生的自由湍流。内燃机中的湍流形式主要是自由湍流。一般说来，湍流是各种流动形式中最本质的一种流动现象，其它流动形式是湍流在某一瞬时某种宏观规则性的表现。

充气效率、涡流运动与燃烧三者之间存在一个相互矛盾的关系，即充气效率越大，进入气缸的新鲜空气越多，单位体积下气缸内可喷入更多的燃油，但是，充气效率越大，其空气涡流运动相对减小，这又不利于缸内的燃烧过程。特别对于四气门发动机，如图 1.4 所示，在进气过程中，存在两个气道的空气流量的不均匀性、进气过程中两个气道出口处形成的空气运动干涉、进气过程

中两个气道产生的进气涡流合理匹配、以及缸内涡流比与进气量的最佳优化等问题。所以，如何协调充气效率与气流运动之间的关系是发动机进排气系统研究的重点。针对这一研究现状各国提出了各种理论计算的方法，进行了不同的试验研究。

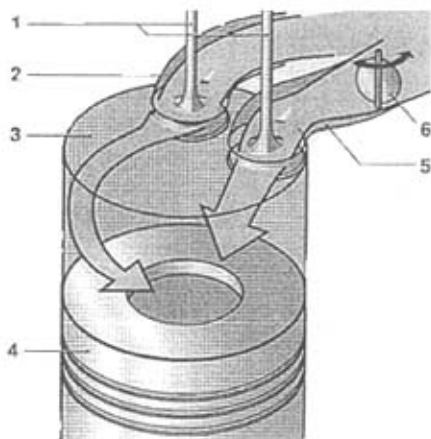


图 1.4 四气门发动机进气示意图

1. 进气阀 2. 涡流进气道 3. 气缸 4. 活塞 5. 进气道 6. 节气门

## 1.4 发动机进排气系统性能及缸内空气运动的试验研究

对内燃机气道中气体流动和气缸内空气运动的实验研究可分为宏观方法和微观方法<sup>[7]</sup>。

### 1.4.1 宏观测量方法

从宏观上评价发动机进排气道特性时主要采用稳流气道试验台。用稳流气道试验台来检测发动机气道特性具有测量简单、便捷、费用低以及适于批量检测等特点。

采用气道稳流实验方法可以把进气道和气缸内的不稳定气流运动在气道模拟实验台上进行稳态流动模拟试验，测量进气涡流强度和气道阻力，是发动机产品开发和燃烧过程研究的重要组成部分。

对于组织进气涡流的发动机来说，进气系统一直是影响性能的重要方面，

但在发动机运转时,由于活塞和气门的运动将改变流动结构,气流是间歇的不稳定流动,很难直接在发动机上测定涡流强度,很难评价进气系统的好坏。但研究表明:稳定条件下得到的结果与实际内燃机中的流动状况有一定对应关系。如果引进气门升程差异的恰当修正,稳定流动条件下得到的涡流运动可以反映不稳定流动条件下的涡流运动。流动的不稳定性、活塞和气门的运动对气道内和气门出口处的平均流动结构影响较小,因此可以根据稳定流动实验中得到的结果进行预测<sup>[8]</sup>;而流动的不稳定性、活塞和气门的运动对气缸内流动特性有较大的影响,因此不能从稳定流动结果进行预测。在运行工况下气体的流动特性可以借助于固定气门升程下与运行工况活塞平均速度对应的空气流率的稳定测量结果进行模拟<sup>[9]</sup>。气门出口处流动结构沿气门周向是不均匀的,轴向速度分布对气门升程敏感。而进气过程中缸内流动不能用对应气门升程下稳定流动来模拟<sup>[10]</sup>。

气道稳流试验是在稳压流动的条件下测量缸内进气涡流强度、进气道阻力特性的试验。关于缸内涡流的直接测量方法主要有两种:一种是叶片风速仪法,另一种是涡流动量计法。

#### (1) 叶片风速仪法

叶片风速仪法用叶片的叶轮直接测量涡流旋转的转速,把叶轮的转速近似地看作气流的转速,这种方法建立在气流作刚体涡流的情况下,忽略了轴向速度分布和切向速度分布的影响。因此,这种方法误差较大,易受气道导向、气门的布置、气门大小和数目、气门升程和测量面离气缸盖的距离的影响。但由于操作简单,这种方法很早就用于气道稳流试验台上对进气涡流进行测量,它虽然不太准确,但在同一试验台上可以比较不同进气道的进气参数。叶片风速仪只能测量气缸半径范围以内的涡流转速平均值。如图 1.5 所示为采用叶片风速仪法时的试验安装简图,在选取叶片时,一般多采用 AVL 和 RICARDO 式叶片进行测量。

#### (2) 涡流动量计法<sup>[11]</sup>

用动量式涡流计测量是一种测定缸内涡流的新方法。它是近二十年以来广泛应用起来的一种测试仪器。动量涡流计由一个蜂窝状基体组成,用它阻挡涡流。在动量涡流计后面仅有轴向速度分量。因此,作用在涡流计上的扭矩和原有的角动量通量相等。此种测量方法不受轴向速度分布和切向速度分布的影响,另外,采用涡流动量计的方法,外界环境对它的影响较小。因此,这种方法测

得的误差较小。

上述二种方法都无法用来测量空气流动时涡流的瞬时值，而只能用来测量宏观的涡流。

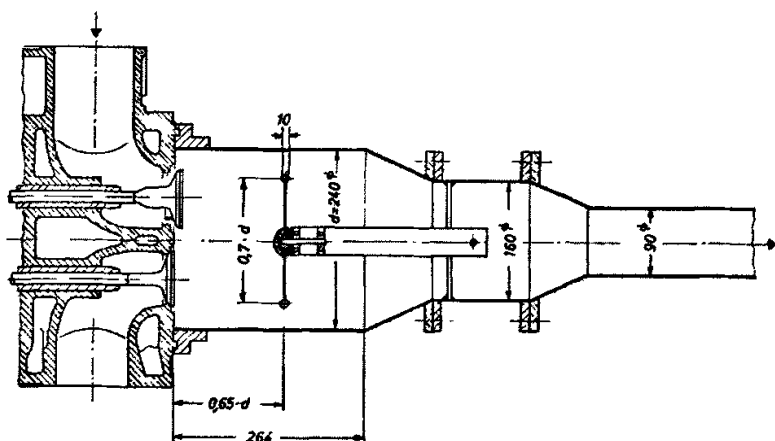


图 1.5 叶片式涡流测量试验结构图

测量气道阻力特性的稳流实验方法包括等压差法、等体积流量法、模拟气缸轴向流速法和变压差法<sup>[12]</sup>。

### (1) 等压差法

在保持气道压降不变的情况下，模拟内燃机进气过程，从上止点到下止点(或从下止点到上止点)每隔一定的气门升程，测定孔板前后的压差和风速仪转速(或涡流动量矩力矩)，测量结果经计算机处理为无因次量。

### (2) 等流量法

以通过模拟气缸的体积流量等于通过内燃机气缸的体积流量的四倍作为模拟条件，以气道的压力降和风速仪转速(或涡流动量矩)为评价参数。由于模拟气缸中气体密度在试验时事先不知道，试验时难于操纵和调节，因此往往略去气缸到孔板流量计这段管路的压降，忽略密度差异，用通过孔板流量计的体积流量作为气缸模拟流量来控制。

### (3) 模拟气缸轴向流速法

以活塞平均速度作为模拟条件，以风速仪转速(或涡流动量矩力矩)和气道阻力压降作为评价气道性能的参数。该方法与等气缸体积流量法一致。因为对同一气缸来说，体积流量相等时，气流在气缸内的轴向流速也必相等。所以气道压降也必然受到大气条件的影响。若是采用无因次涡流比和气缸内外体积重率

比作为评价参数将更加合适,重率比在某种意义上表征了流量系数。试验是在不同气门升程下改变气体流量进行测量的。

#### (4) 变压差法

变压差方法在气道稳流试验中不采用模拟气缸内恒压差条件,一次调节气缸内压差后就可以采集各气门升程下的测量参数,试验操作程序的减化有利于计算机数据的采集和实现气门升程调节的自动化,大幅度地缩短了试验时间,提高了工作效率。

变压差稳流试验方法如下:以吸气方式为例,在气阀最大升程时(此时流量最大,缸内真空度最小,气道压差也最小),调节模拟气缸内与大气环境的压差为特定值,压差值根据试验发动机模拟气缸缸径的大小来确定。试验过程中,随着气阀升程的减小,其流量减小,缸内真空度自动加大,气道的压差也自动加大,直至试验结束,只要保证最大升程时进气流动为充分发展的湍流状态,就保证了所有的试验过程都是在充分发展的湍流状态下进行。稳流试验全过程不再调节和保持模拟气缸内为恒定压差。

### 1.4.2 微观测量方法

目前内燃机领域使用最多的流动测试技术有离子探针(IP)、热线风速仪(HWA)和激光测速法等<sup>[13]</sup>。

#### (1) 离子探针法

离子探针法通过在气体中与流速垂直方向进行放电,利用电弧放电路径随流动而移动的性质,用一探针测量电弧路径流过一定距离的时间来测定流速,是一种间接测量法。IP可以测量发火内燃机上的流动,但是难以得到脉动参数,而且对火焰内的电离气体不能运用。

#### (2) 热线风速仪法

热线风速仪是利用通电的热线探头在气流中的散热强度与气体流速大小之间存在的关系来测定流速的。它的优点是:探头尺寸小、反应快、灵敏度和信噪比高,能够进行循环变动及湍流尺度的测量。热线风速仪用于流速的测量已有几十年的历史,是内燃机缸内流场测量的重要手段,为内燃机的发展起了积极的作用。经过不断的改进,其稳定性、灵敏度和精确度都有了显著的提高。但一般的单丝热线只能测出垂直于热线丝方向的气流速度分量,且不能辨别其方向。

### (3) 激光测速法

激光测试技术是用于发动机内流体流动、燃油喷雾和燃烧研究的高科技手段,属于非接触测量。通过运用各种流动显示技术可以较直观地反映出内燃机内的流动过程,从而了解复杂的流动现象,探索其物理机制和运动规律。通过激光测试技术可以测量高温流体,空间分辨率较高,定量测量精度高,测量范围广,动态响应快,可进行实时测量。具有良好的方向灵敏度,并可以进行多维测量。但设备价格昂贵,系统复杂。

激光测量技术主要包括 Laser Doppler Velocimetry (LDV) 激光多普勒测速法, Phase/Doppler Anemometry(PDA)相位多普勒测速法以及 Particle Image Velocimetry(PIV) 粒子示踪激光测速法三类<sup>[14]</sup>。

LDV 技术是建立在激光多普勒频移基础上,通过测量频率来测量流体流动速度的一种非常成熟的方法。传统的激光多普勒流场测速中,要利用流场中悬浮的大颗粒灰尘和杂质的散射,故只能测一点速度的某一分量。近年来,随着激光技术和高灵敏度探测仪器的出现,开发了激光瑞利散射流场测量技术,可以直接利用分子、原子和离子体的瑞利散射进行流场测量。近年来 LDV 在内燃机的气体运动测量中得到了广泛的应用。LDV 对流场没有干扰,且不需要进行温度和压力的校正,但价格昂贵。

PDA 技术是 20 世纪 80 年代后期发展起来并用于测量两相流的重要工具。它凭借由运动粒子产生的两个或多个 LDV 信号进行测量,其中信号频率代表了粒子的速度,信号间的相位漂移用于确定粒子的大小。

PIV 技术主要用于测量二维平面中整个流速场上的速度矢量。现代二维 PIV 已可以在一个切面上测得 3500~1440 个点的瞬时速度向量,其精度约为 0.1%~1%,与 LDV 相当,其物理测量容积分辨率也已与 LDV 相当,而且经特殊处理(如采用显微镜头)还可以更好。更新的 PIV 技术已有可避免固体粒子对流体产生污染的白光气泡图像测速技术以及能够揭示非定常流动随时间发展特性的粒子图像电影测速技术。同时,PIV 速度场的测量技术逐步发展为一个流动切面的瞬时三维速度场及其时间历程测量(如 SPIV)和一个流动空间的瞬时三维速度场测量(HPIV),即 PIV 技术将向数字 PIV 和 3D-PIV 的方向发展,并更加实用化。



## 1.5 本文主要研究内容

为深入了解进排气门的流动性能, 论文首先对气阀的流量系数进行理论研究, 并对由德国某汽车设计公司提供的气缸盖进行空气流量系数的试验研究, 主要工作包括以下几点:

1. 对气阀流量系数及进气涡流比现有的理论及评价方法进行研究。在已有气阀流量系数的数学模型基础上, 采用新的模型对气阀流量系数的定义进行数学推导。
2. 对两种稳流试验台进行比较, 采用压气式稳态试验, 建立试验台架, 包括传感器的安装, 确定试验方法(采用变压差, 变气阀升程方法), 通过 LabVIEW 软件采集所需的试验数据, 进行处理计算, 得到不同情况下进排气阀的流量系数值。
3. 将采用新模型、利用压气式稳态试验台获得的气阀流量系数值与发动机生产厂商所提供的进排气阀的流量系数值进行比较, 验证数学模型的正确性及压气式稳态试验的可行性。
4. 对由于气门重叠而引起的进气阀出流及排气阀入流情况下的流量系数与正常情况下进气阀入流和排气阀出流时的流量系数进行测量, 进行对比分析其结果。
5. 根据由变压差, 变气阀升程方法试验得到的进排气阀流量系数曲线图, 了解气阀流量系数与气阀前后压差及气阀升程之间的关系, 研究气阀流量系数特性, 给模拟计算、结构优化提供理论依据。

## 第2章 发动机气门流动特性研究方法比较

相对于微观评价进气道能力的方法,如粒子示踪激光测速法(PIV),激光多普勒测速法(LDA)等,国内外还是普遍采用稳流气道试验台,因为稳流气道试验台具有测量简单、便捷、费用低以及适于批量检测等特点。

因此,采用稳流气道试验台通过测量气阀流量系数和涡流比来评价进气道优劣的方法仍是比较简便、实用和可靠的方法<sup>[15]</sup>。同时,气阀流量系数、涡流比或滚流比等相关参数,可以为发动机运行的计算机仿真模拟分析提供依据,并可以为进气道分析改进提供必要的试验数据。

### 2.1 气道稳流实验台架

良好的充气效率与进、排气系统地设计有着密切的联系。而进、排气系统本身的影响因素也很多,特别是进、排气道的造型设计、流动特性等。在换气过程中,气道的压力是波动的,不同时刻气道的流动阻力也不一样,另外,由于换气过程气门作变速运动,气门开启截面也不一致,因此流过气道的气流实际上是不稳定流动。在内燃机台架试验中测定瞬态流动特性较难<sup>[16]</sup>,而稳态试验就是将动态的换气过程用准稳态方法来模拟。

目前,为了评价进气道的优劣及合理确定气道的形状、尺寸,通常是在实验台上进行稳定流动的模拟试验,测量进气涡流强度及气道阻力,以此来评价进气道的优劣和确定进气道的结构尺寸。用气道稳流试验台测量气道流动特性的宏观测量方法在国内外许多研究和企事业单位都得到了广泛的应用。气道稳流试验是在稳压流动的条件下测量缸内进气涡流强度、进气道阻力特性的试验,气道稳流实验装置是目前工业上最常用的综合评价进气道流动特性的实验装置。气道的稳流试验具体应用在<sup>[6]</sup>:

- 1) 评估新设计的气道的流动特性;
- 2) 比较气道改变结构参数后对流动特性的影响;
- 3) 生产线上对成品缸盖的抽查检测等。

#### 2.1.1 吸气式稳流试验台

目前使用的最普通的稳流试验台是吸气式试验台<sup>[17]</sup>。采用此试验方法可以

方便的模拟气缸内负压。以AVL气道稳流试验台为例，其装置主要包括缸头、涡流计、模拟缸套、压力计、稳压箱、流量计、抽风机和旁通阀。气道稳流试验台结构布置如图2.1所示。测量进气道时，离心高压风机提供给稳压箱一个固定的负压，从而使稳压箱和气道进气口之间产生压差，大气中的空气由进气道流入，经模拟缸套管、道、孔板流量计、稳压箱等排出到大气中。气道阻力由U形压力计测量；空气流量用孔板流量计测量；旋转的气流推动风速计旋转，其转数由光电式计数器测量，风量由旁通阀来控制。

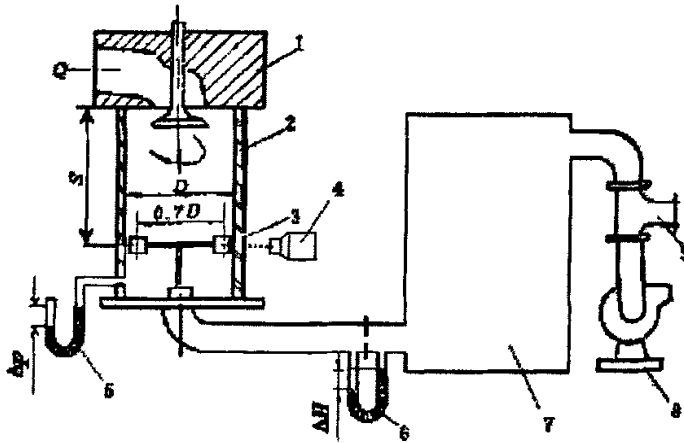


图 2.1 吸气式稳流模拟试验装置

1. 缸盖 2. 模拟缸筒 3. 风速计 4. 光电式计数器 5. 压力计  
6. 孔板流量计 7. 稳压箱 8. 高压离心风机 9. 旁通阀

离心高压风机是气道试验台的动力部分，通过调节旁通阀的气流通过面积，可以保证试验台所需的稳压箱内气体压力。离心高压风机特点是风压高，流量适中，可满足内燃机气道稳流试验需要。安装时风机入口与稳压箱连接，稳压箱能够减小气体的波动损失，从而保证测量精度。

### 2.1.2 压气式稳流试验台

压气式稳流试验台与吸气式稳流试验台采用类似的设备，压气式稳流试验台直接通过空气压缩机通过气阀来向缸内吹气，模拟发动机工作时进气时状态。为简化试验台设备，也可以省去稳压箱。

图 2.2 为提供空气流量装置示意图，热交换器可以将空气保持在某一特定

温度值，空气流量计可直接测得实际的空气流量值，图 2.3 所示为柏林工大内燃机研究所的压气式稳流试验台的结构布置图，该设备经本人改装作本论文试验用。气缸盖被固定于支架上，提供空气流量的装置通过空气导管可以分别连接进气、排气管路或模拟气缸筒，向气缸盖提供所需的空气流量。

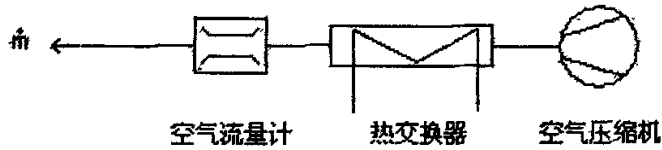


图 2.2 提供空气流量装置

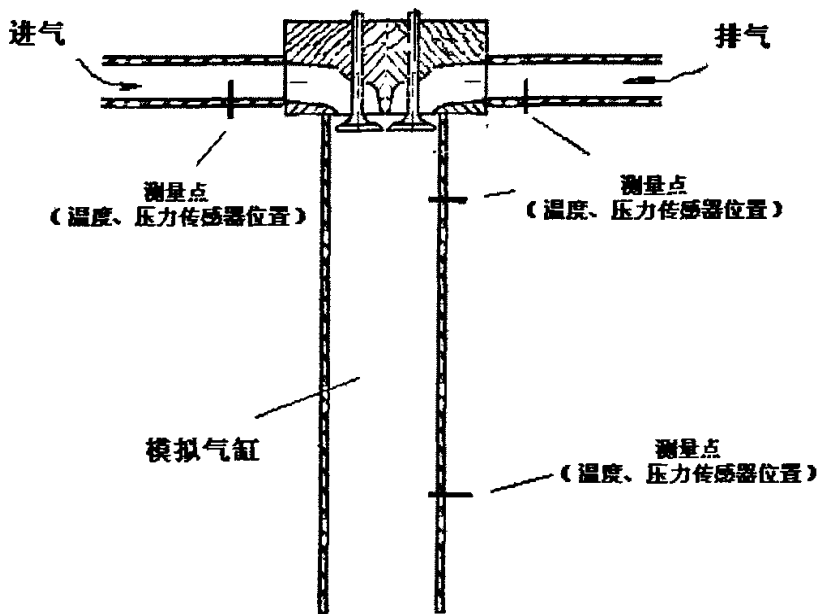


图 2.3 压气式稳流模拟试验台结构布置图

采用吸气式稳流试验台主要有以下几个优点：

- 1) 较好的模拟了发动机实际进气时的工作状态；
- 2) 通过安装稳压筒，可获得稳定的空气流，减小空气波动，提高测量时的精度；

## 3) 试验方法简单, 便于操作。

采用压气式稳流试验台主要有以下几个优点:

- 1) 可以省去稳压筒, 进一步简化试验设备及试验步骤;
- 2) 可以方便的供给各个方向的空气流, 为试验提供更大可能性。

论文需要测量进排气阀不同流向的流量系数值, 所以将采用压气式稳流试验台。

## 2.2 气道评价方法

内燃机进气道的流动阻力大小和产生进气涡流的强度是影响发动机燃烧和性能的重要指标。在实际发动机的进排气过程中, 由于活塞和气门均做变速运动, 流进气道的气流实际上是不稳定流动, 两者间不存在严格的相似性, 但可作为不同气道间性能的相互比较方法。关键是如何把气道稳流试验的结果与实际发动机运转中的非稳态流动很好的对应起来, 这就需要确定模拟试验条件和选择合适的评价参数, 由于动态情况相当复杂, 至今国内外既并没有一个统一的试验规范, 也没有一个统一的气道性能评价指标。

目前, 一些世界著名的发动机研究机构都形成了各自相应的涡流计算模型及流量评价方法, 主要包括有RICARDO方法、AVL方法、FEV方法<sup>[18]</sup>。它们在数据采集手段上统一使用相同的气道稳流试验方式, 即在试验过程中始终使模拟气缸与大气环境保持恒定的压差, 记录下对应于每个气门升程下, 气体流量和缸内涡流(滚流) 转速(涡流角动量), 从而计算出涡流比和流量系数。

### 2.2.1 Ricardo 方法

Ricardo方法用平均流量系数(流过气门阀座的实际空气流率与理论空气流率之比) 和涡流比(模拟气缸中涡流旋转的转速与发动机曲轴转速之比)来表示气道的流体通过能力和涡流强度<sup>[19]</sup>。其试验方法采用矩形叶片涡流计测量涡流, 叶片迎风面与气缸盖的距离为一倍气缸直径, 进气道压差为2.54千帕。Ricardo方法主要用涡流比、平均流量系数、进气因素三个参数来表征气道性能。

无量纲的流量系数 $C_F$ 定为:

$$C_F = \frac{Q}{nAV_0} \quad (2.1)$$

式中,  $Q$ ——气体流量 ( $m^3/h$ );

$n$ ——进气门数;

$v_0$ ——理论进气速度或速度头 ( $m/s$ );

$A$ ——气门座内截面面积 ( $m^2$ )。

平均流量系数为:

$$\bar{C}_F = \frac{1}{\alpha_2 - \alpha_1} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} C_F d\alpha \quad (2.2)$$

式中,  $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ ——分别为气门开启和关闭的曲轴转角 ( $rad$ )。

Ricardo无量纲涡流强度  $N_R$  为

$$N_R = \frac{8\tau}{mV_0B} \quad (2.3)$$

式中,  $\tau$ ——为转矩 ( $N \cdot m$ );

$B$ ——气缸内径 ( $m$ );

$m$ ——质量流量 ( $g/s$ );

Ricardo涡流比为:

$$R_S = \frac{\omega_R}{\omega_e} = \frac{L_D \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} C_F N_R d\alpha}{\left[ \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} C_F d\alpha \right]^2} \quad (2.4)$$

式中:  $\omega_e$ ——为发动机旋转角速度 ( $rad/s$ );

$S$ ——发动机行程 ( $m$ );

$\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ ——分别为气门开启和关闭的曲轴转角 ( $rad$ );

$L_D$ ——为发动机形状因子,  $L_D = BS/(nd^2)$ 。

Ricardo在对流量系数和涡流比推导是基于以下的假设:

- 1) 从气道进入发动机以及在稳流实验台上的气体是不可压缩和绝热的;
- 2) 无论是在发动机中的瞬态工况或者是在稳流实验台上的稳态工况下, 气道都具有相同的特性参数;
- 3) 发动机气缸内涡流为强迫涡流 (如果采用的是片式风速仪), 即刚体涡流;
- 4) 角动量都被保留了下来, 表面摩擦不影响涡流;

- 5) 容积效率是100%;
- 6) 在进气过程中, 经过气道的压降 $\Delta P$ 是不变的;
- 7) 流入气缸的运动只出现在进气门开启到关闭的区间, 并从而流动速度取决于气门升程。

### 2.2.2 FEV 方法

FEV 方法采用流量系数(进气道的流通有效截面积与该发动机的活塞面积之比和涡流比(缸内空气旋转的平均切向速度与气缸内空气流动的平均轴向速度之比)来评价气道的流通能力和涡流强度的大小。

FEV 方法假定进气过程为可压缩的绝热过程。试验结果采用发动机在 90% 最大气门升程时流量系数和涡流比分比表征进气系统的平均流量系数和平均涡流比。

流量系数定义为 $\alpha_k$

$$\alpha_k = A_i / A_k \quad (2.5)$$

式中,  $A_k$ ——为活塞顶面面积 ( $m^2$ );

$A_i$ ——为进气道气阀流通有效截面积 ( $m^2$ )。

涡流比:

$$\frac{C_u}{C_a} = \frac{8\tau R_{FL} A_k}{\dot{m} B^2 Q} \quad (2.6)$$

式中,  $R_{FL}$ ——为叶片旋转中心半径 ( $m$ ),  $R_{FL} \approx 0.73B/2$ 。

### 2.2.3 AVL 方法

AVL 试验方法采用哑铃形叶片涡流计测量涡流, 叶片迎风面与气缸盖的距离为 1.75 倍气缸直径, 进气道压差为 2.5 千帕, 用流量系数、涡流比、平均涡流比等参数来表征气道性能<sup>[20]</sup>。它假定内燃机进气过程只发生在上止点与下止点之间, 进气流动过程取决于活塞排量的变化率, 这样在计算进气终了的涡流比时, 积分限取为  $0 - \pi$ 。

AVL 定义流量系数为实际测得的质量流量与理论流量之比,

$$\mu\sigma = \frac{\dot{m}_{actual}}{\dot{m}_{theo}} \quad (2.7)$$

平均流量系数 $(\mu\sigma)_m$ 的计算考虑了活塞排量的变化率,从上止点到下止点的曲轴转角进行积分。AVL 运用了标准气门升程曲线求出平均流量系数,这种标准曲线假象的抛物线型,并不会用在发动机上,这样计算为了方便同其它气道进行比较。

$$(\mu\sigma)_m = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{\pi} \int_0^\pi \left( \frac{c(\alpha)}{c_m} \right)^3 \frac{1}{(\mu\sigma)^2} d\alpha}} \quad (2.8)$$

式中,  $\alpha$ ——为曲轴转角 ( $rad$ );

$c(\alpha)$  为活塞瞬时速度 ( $m/s$ );

$c_m$  为平均活塞速度 ( $m/s$ )。

涡流比定义为叶片旋转速度与当时状态下假象发动机的转速比:

$$SR = \frac{n_{padd}}{n_{motor}} \quad (2.9)$$

$$n_{motor} = \frac{c_m \cdot 30}{S} = \frac{m \cdot 30}{\rho \cdot A \cdot S} \quad (2.10)$$

AVL 还用标准涡流比类表示:

$$SR_{red} = \frac{\rho \cdot A \cdot D}{30 \cdot m} n_{padd} \quad (2.11)$$

$n_{motor}$  是假定模拟气缸内稳流状态下气流的平均轴向流速等于活塞平均速度时,计算得到的假想发动机转速。

AVL 方法流量系数和涡流比推导是基于以下的假设:

- 1) 气道进入发动机以及在稳流实验台上的气体是不可压缩和绝热的;
- 2) 发动机气缸内涡流为强迫涡流,即刚体涡流;
- 3) 在稳流实验台气缸中的轴向速度处处都是平均值;
- 4) 角动量都被保留了下来,表面摩擦不影响涡流;
- 5) 容积效率是100%;
- 6) 气流进入气缸的速度等于活塞运动所造成气缸体积的变化率。故流入气缸的运动只出现在进气行程的上止点与下止点之间。



### 2.2.4 VKM 方法

如前文所述, 气阀流量系数是用来描述在进排气过程中总的气体损失的参数。在柏林工大内燃机研究所气阀流量系数定义与 AVL 方法类似, 定义为流过气阀的实际空气流量率与理论空气流量率之比。式 (2.12) 是气阀流量系数的数学定义式:

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{theo}} \quad (2.12)$$

式中实际空气流量率  $\dot{m}_{real}$  将通过稳态实验直接测得,  $\dot{m}_{theo}$  由数学计算获得。相关的推导计算将在论文第 3 章中详细阐述。

### 2.2.5 本章小结

通过对两种稳流试验台的比较不难发现, 压气式稳流试验台相对结构更加简单, 便于操作, 而且通过空气压缩机可以获得不同方向的空气流量, 为试验提供更大操作的空间。

流动特性评价方法不同, 所得到结论也不同, 所以对流量系数的定义是评价进排气门流动特性的关键。不同研究所采用不同的方法来定义流量系数和涡流比, 都有其各自不同的侧重点, 评价方法各有优点, 都被广泛采用。如在国内广泛使用的 Ricardo 方法, 其测量所得的流量系数只能用于评价气道本身性能的优劣, 而不反映该气道与发动机缸径是否匹配良好; 对于德国 FEV 方法, 其流量系数值虽能反映气道与缸径的匹配情况, 但不能反映气道本身性能的优劣。本文采用柏林工大 VKM 方法和 AVL 方法类似, 用实际质量流量与理论质量流量之比来定义气阀流量系数。采用压气式试验方法, 可以方便的对各个气阀不同空气流动方向的流量系数进行测定。

## 第3章 气门流动过程的数学模型

如第2章所述, 试验采用压气式稳流试验台测量气阀流量系数, 研究气阀流通特性。本章将利用流体力学的基本理论知识及能量守恒定律<sup>[19]</sup>, 结合现有的测试技术, 针对压气式稳流试验方法, 提出两种数学模型, 根据气阀流量系数的定义(即流过气阀座实际空气流率与理论空气流率之比), 进行气阀流量系数公式推导展开, 为试验提供理论依据。

### 3.1 理论空气流量

#### 3.1.1 连续方程

如图3.1所示为一变截面管, 流体通过这一变截面管流出。流体从截面 $A_1$ 处以速度 $w_1$ 进入; 从截面 $A_2$ 处以 $w_2$ 流出。

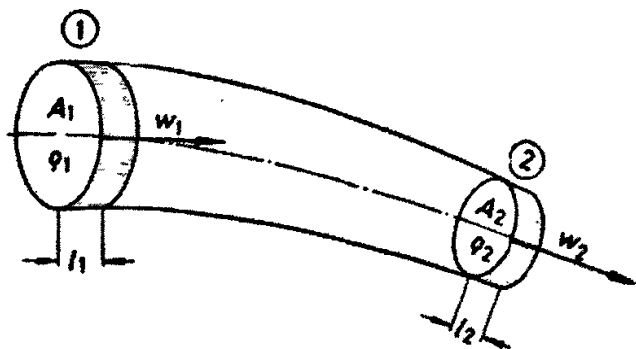


图 3.1 变截面管

假设截面 $A_1$ 处的流体质量为 $m_1$ , 质量 $m_1$ 可表示为截面 $A_1$ 处流体密度 $\rho_1$ 与流体体积的乘积。体积可表示成长度 $l_1$ 与截面面积 $A_1$ 的乘积, 故得下式:

$$m_1 = A_1 \cdot \rho_1 \cdot l_1 \quad (3.1)$$

长度 $l_1$ 又可表示为速度与时间的乘积, 即 $l_1 = w_1 \cdot dt$ , 故(3.1)式可改写为:

$$m_1 = A_1 \cdot w_1 \cdot dt \cdot \rho_1 \quad (3.2)$$

在出口 $A_2$ 处, 参照式(3.2)同样可以得到如下等式:

$$m_2 = A_2 \cdot w_2 \cdot dt \cdot \rho_2 \quad (3.2)$$

由压缩流体质量守恒定律可得：

$$m_1 = m_2 = m$$

联立式(3.2)和(3.3)得：

$$\begin{aligned} m &= A_1 \cdot w_1 \cdot dt \cdot \rho_1 = A_2 \cdot w_2 \cdot dt \cdot \rho_2 \\ A_1 \cdot w_1 \cdot \rho_1 &= A_2 \cdot w_2 \cdot \rho_2 \end{aligned} \quad (3.3)$$

即：

$$A \cdot w \cdot \rho = konst \quad (3.4)$$

### 3.1.2 能量方程式

气体在流动过程中将有以下几种能量形式：

1) 流体位能  $m \cdot g \cdot z$

2) 流体压力能  $V \cdot p = m \cdot v_i \cdot p = \left( \frac{m}{\rho} \right) \cdot p$

3) 流体动能  $m \cdot \frac{w^2}{2}$

4) 流体内能  $m \cdot u$

$m$  为流体质量， $g$  是重力加速度， $z$  为高度， $V$  为体积， $p$  为压力， $\rho$  为密度， $w$  为流体速度， $u$  为内部能量。根据能量守恒可得以下等式：

$$mg \cdot z + m \frac{P}{\rho} + m \frac{w^2}{2} + mu = konst \quad (3.5)$$

等式两边各除去质量  $m$ ，又因为相对其它部分，势能所占的比例很小，故可忽略，可得：

$$\frac{P}{\rho} + \frac{w^2}{2} + u = konst \quad (3.6)$$

根据普通气体状态方程<sup>[21]</sup>，式(3.6)中  $\frac{P}{\rho}$  可改写成：

$$\frac{P}{\rho} = p \cdot v = R_i \cdot T \quad (3.7)$$

其中  $R_i$  为气体常数,

$$R_i = c_p - c_v$$

$c_p$  为等压热容量,  $c_v$  为等体积热容量, 分别代入上式得:

$$\frac{P}{\rho} = (c_p - c_v) \cdot T \quad (3.8)$$

内能可以表达成:

$$u = c_v \cdot T \quad (3.9)$$

故式(3.5)可改写成:

$$(c_p - c_v) \cdot T + \frac{w^2}{2} + c_v \cdot T = konst$$

$$c_p \cdot T + \frac{w^2}{2} = konst \quad (3.10)$$

根据工程热力学定义,  $c_p$  与  $T$  的乘积为焓值  $h$ 。上式可表示成:

$$h + \frac{w^2}{2} = konst \quad (3.11)$$

### 3.1.3 质量流量

流体质量流量可由流体的密度以及流体的体积分量的乘积计算得到, 如下式所示:

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} \quad (3.12)$$

当计算理论质量流量时, 气阀截面可被作为一个环形面的节流装置来进行计算。采用压气式试验方法, 针对有稳压筒或省去稳压筒的两种情况, 分别进行气体理论质量流量公式的数学推导。

#### 3.1.3.1 有稳压筒情况

在稳压筒内储有温度为  $T_i$ , 压力  $p_i$ , 密度为  $\rho_i$  的气体。假设在稳压器中的气体的速度  $w_i$  为零。气体由于截面  $A_g$  处的压差, 通过小孔截面  $A_g$  向外稳定流出。稳压筒内的气体的压力能量和热能通过小孔转化成气体的动能。这里, 气体压

力  $p_a$  是静压，不考虑气体流出时速度对压力的影响。整个气体过程不考虑温度的损失以及摩擦的损失，是一个等熵过程。

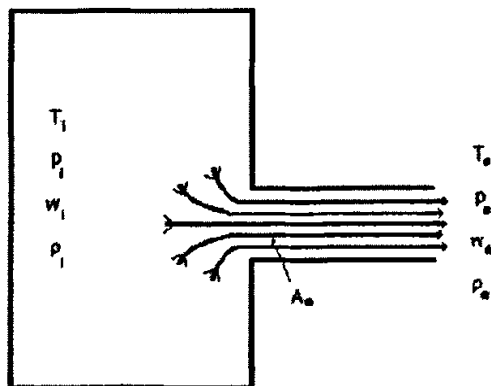


图 3.2 稳压箱

根据3.1.1节等式 (3.4) 可得：

$$h_i + \frac{w_i^2}{2} = h_a + \frac{w_a^2}{2} \quad (3.13)$$

因稳压筒内速度  $w_i$  为零，故上式可改写成：

$$\frac{w_a'^2}{2} = h_i - h_a = \Delta h_s \quad (3.14)$$

$$w_a' = \sqrt{2 \cdot \Delta h_s} \quad (3.15)$$

对于理想气体有：

$$\Delta h_s = c_p \cdot (T_i - T_{a,s}) \quad (3.16)$$

根据工程热力学定理理想气体在等熵变化时，理想气体的温度和压力之间有以下关系：

$$T_{a,s} = T_i \cdot \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

代入式 (3.16) 得：

$$\Delta h_s = c_p \cdot T_i \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (3.17)$$

代入式 (3.15) 式得:

$$w_a' = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot T_i \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (3.18)$$

等压热容量  $c_p$  可表示成:

$$c_p = R_i + c_v$$

而  $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$ , 故可得:

$$c_p = R_i \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1},$$

代入式 (3.18) 得:

$$w_a' = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R_i \cdot T_i \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (3.19)$$

而  $R_i \cdot T_i$  可表示成:

$$R_i \cdot T_i = p_i \cdot v_i = \frac{p_i}{\rho_i}$$

代入式 (3.19) 得:

$$\begin{aligned} w_a' &= \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_i \cdot v_i \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \\ w_a' &= \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_i}{\rho_i} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \end{aligned} \quad (3.20)$$

式 (3.20) 被称作 SAINT-VENANT 式。

气体状态改变过程可以通过体积-压力图 ( $p$ - $v$ 图) (图3.3所示) 和焓-熵图 ( $h$ - $s$ 图) (图3.4所示) 来表达。

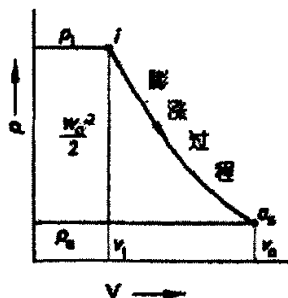


图3.3 p-v图

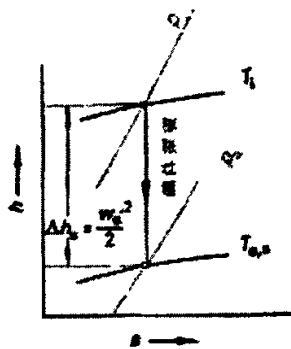


图3.4 h-s图

从图3.3中可以看出,当气体状态从点*i*变化到*a<sub>2</sub>*的过程中,气体的动能 $\frac{w_a'^2}{2}$ 大小对应为图中所示的面积的大小;在h-s图中对应的即为焓值的变化,即如图3.4所示:

$$\Delta h_s = \frac{w_a'^2}{2}$$

但是在实际情况下由于摩擦和紊流等影响,气体的状态变化并不是如图3.4所示的等熵的过程,熵会变大,气体的温度会升高。如图4.6所示,图中实际空气的流出速度 $w_a$ 要小于理论上的流出速度 $w_a'$ ;而气体的实际温度 $T_a$ 也会大于理论温度 $T_{a,s}$ 。

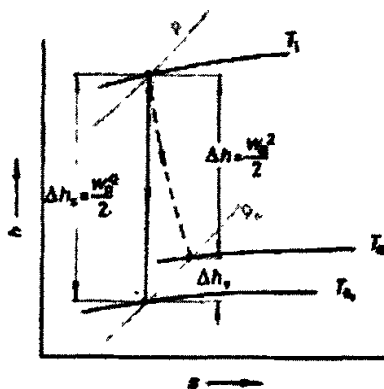


图3.5 实际情况下焓-熵图

通常会引入速度因素 $\phi$ 来对实际的气体流速和理论流速进行变化,即:

$$w_a = \varphi \cdot w'_a = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta h_s} = \sqrt{2 \cdot \Delta h}$$

根据3.1.1节的连续方程理论的质量流量可表示为:

$$\dot{m}_{th} = A_a \cdot w'_a \cdot \rho_a \quad (3.21)$$

根据理想气体状态方程气体的压力和密度有以下关系式:

$$p \cdot \left( \frac{1}{\rho} \right)^\kappa = konst$$

故得:

$$\begin{aligned} p_a \cdot \left( \frac{1}{\rho_a} \right)^\kappa &= p_i \cdot \left( \frac{1}{\rho_i} \right)^\kappa \\ \rho_a &= \rho_i \cdot \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \end{aligned} \quad (3.22)$$

将式(3.20)和(3.22)代入式(3.21)可得:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{th} &= A_a \cdot \rho_i \cdot \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_i}{\rho_i} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \\ \dot{m}_{th} &= A_a \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \rho_i^2 \cdot \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{2}{\kappa}} \cdot \frac{p_a}{p_i} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \\ \dot{m}_{th} &= A_a \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot p_i \cdot \rho_i \cdot \left[ \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \\ \dot{m}_{th} &= A_a \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_i \cdot p_i} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[ \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \end{aligned}$$



$$\dot{m}_{th} = A_a \cdot p_i \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_i}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (3.23)$$

从上式可知理论质量流量  $\dot{m}_{th}$  的大小取决于压力比  $\Pi = \frac{p_a}{p_i}$  和  $\kappa$ 。因引入  $\Psi$  为射流函数（将在3.1.3.3节中对射流函数  $\Psi$  进行详细的讨论），即：

$$\Psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (3.24)$$

式 (3.23) 可改写成：

$$\dot{m}_{th} = A_a \cdot p_i \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_i}} \cdot \Psi \quad (3.25)$$

由式 (3.23) 可知，要计算得到理论质量流量，需要测量总压力  $p_i$  和  $p_a$  值和温度  $T_i$ 。

### 3.1.3.2 无稳压筒（变截面）情况

为了简化试验的流程，缩短试验时间，压气式稳流试验台可直接省去稳压筒，那么其模型如图3.6所示。将气阀截面看成一个截面  $A_i$ ，空气以速度  $w_i$  流入截面  $A_i$ ，经过截面  $A_a$  后，流出的速度为  $w_a$ 。

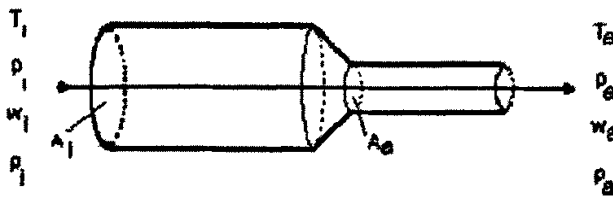


图3.6 变截面管

由于只测量流体的静压，所以气体的动能需要另外作考虑，即需要考虑流入的空气速度  $w_i$ 。与前面一种带稳压箱的情况不同，需要考虑变截面处速度的影响，根据式 (3.4) 可得：

$$w_a \cdot A_a \cdot \rho_a = w_i \cdot A_i \cdot \rho_i$$

故可得：

$$\frac{w_i}{w_a} = \frac{A_a}{A_i} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_i} \quad (3.26)$$

同样，根据理想气体状态方程气体密度  $\rho$  与压力  $p$  之间存在以下关系：

$$\frac{\rho_a}{\rho_i} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (3.27)$$

将式 (3.27) 代入式 (3.26) 得：

$$\frac{w_i}{w_a} = \frac{A_a}{A_i} \cdot \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (3.28)$$

联立式 (3.13) 和式 (3.28) 可以得到理论气体流量：

$$\begin{aligned} \dot{m}_{theo} &= A_a \cdot p_i \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_i}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \cdot \sqrt{\frac{1}{1 - \left[ \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{2}{\kappa}} \cdot \left( \frac{A_a}{A_i} \right)^2 \right]}} \\ \dot{m}_{theo} &= A_a \cdot p_i \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_i}} \cdot \Psi \cdot \sqrt{\frac{1}{1 - \left[ \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{2}{\kappa}} \cdot \left( \frac{A_a}{A_i} \right)^2 \right]}} \end{aligned} \quad (3.29)$$

式 (3.29) 较之式 (3.25) 对理论质量流量的定义式的展开，考虑了截面前后速度对质量流量的影响，但也不需要直接去测量空气的流速，在试验过程中增加了对截面面积  $A_i$  的测量。虽会需要较大的计算量，但是简化了试验过程。

### 3.1.3.3 射流函数及临界压力

如前文所述，为求理论质量流量从来引入了射流函数  $\Psi$ ，即：

$$\Psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (3.30)$$

如式 (3.30) 所示, 压力比  $\Pi = \frac{P_a}{P_i}$  和  $\kappa$  是射流函数的两个变量, 即  $\Psi$  的大小取决于  $\Pi = \frac{P_a}{P_i}$  和  $\kappa$  的值, 在等熵情况下  $\kappa$  等于 1.4。所以, 根据式 (3.24), 可以得出射流函数的理论图形, 如图 3.7 所示。

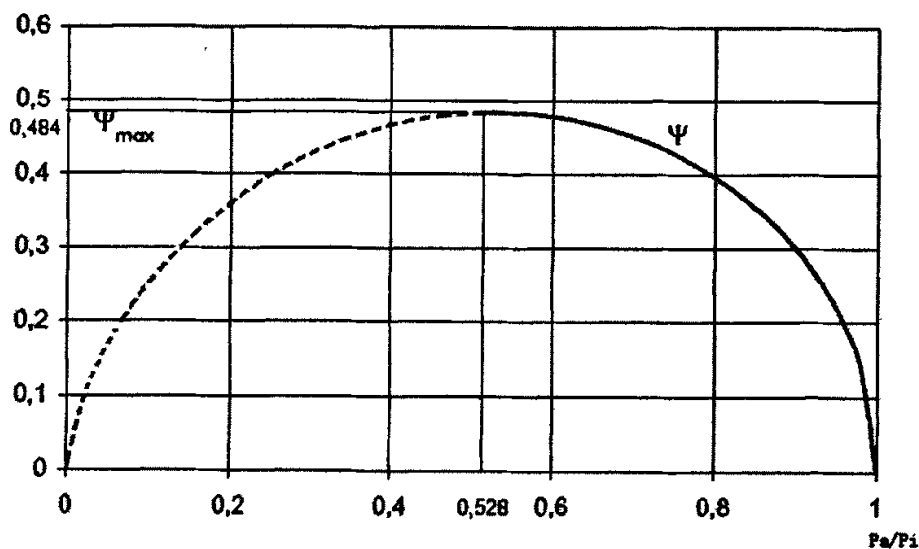


图 3.7 射流函数曲线

根据文献<sup>[21]</sup>, 当  $\Pi = \frac{P_a}{P_i} = \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$  时,  $\Psi$  为最大值, 此时  $\Pi = \frac{P_a}{P_i}$  被称作临界压力比  $\Pi_{krit}$ 。代入式 (3.30) 得:

$$\Psi_{\max} = \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}} \quad (3.31)$$

将  $\kappa=1.4$  代入, 故当  $\Pi_{krit} = \left( \frac{P_a}{P_i} \right)_{krit} = 0.528$  时,

$$\Psi_{\max} = 0.424。$$

当压力比的取值范围为 0 到 1 之间, 由图 3.4, 当压力比从零上升至临界值 0.528 时, 射流函数值不断增大, 直至 0.424, 之后随着压力比的继续增大, 函数值减小, 当压力比值为 1 时, 函数值为零。

在实际过程中, 当压力比在临界值后继续下降而根据式 (3.29) 空气流量

继续减小,是不可能出现的,如图3.4的虚线所示,当压力比低于临界值时,空气流量指将只取决于当地音速,而不再受压力比 $\Pi = \frac{P_a}{P_i}$ 大小的影响,而保持固定值。所以,在实际情况中,根据不同的压力比值区间,射流函数有不同的定义:

当  $0.528 \leq \left(\frac{P_a}{P_i}\right) \leq 1$  时,

$$\Psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left(\frac{P_a}{P_i}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_a}{P_i}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (3.32)$$

当  $0 \leq \left(\frac{P_a}{P_i}\right) < 0.528$  时,

$$\Psi = 0.484$$

### 3.1.4 气阀流通有效面积

气阀流通有效面积有不同的定义,根据文献<sup>[22]</sup>,对气阀有效面积的定义根据不同的气阀升程分成不同的定义式:

第一阶段,当  $\frac{b}{\sin \beta \cdot \cos \beta} > x > 0$ ,

气阀有效面积 $A_v$ 定义为:

$$A_v(\varphi) = \pi \cdot x(\varphi) \cdot \cos \beta \cdot (D_a - 2b + \frac{x(\varphi)}{2} \cdot \sin 2\beta) \quad (3.33)$$

式中,  $D_a$ ——气阀座的外径 (m);

$\varphi$ ——凸轮转角度数 (rad);

$\beta$ ——为气阀座的角度 (rad);

$x$ ——为气阀升程 (m)。

第二阶段,当  $\sqrt{\left[\left(\frac{D_k - D_s}{4 \cdot D_m}\right)^2 - b^2\right]} + b \cdot \tan \beta > x > \frac{b}{\sin \beta \cdot \cos \beta}$ , 则

$$A_v(\varphi) = \pi \cdot D_m \cdot \sqrt{[x(\varphi) - b \cdot \tan \beta]^2 + b^2} \quad (3.34)$$

式中,  $D_k$ ——气道直径 (m);

$D_s$ ——阀杆的直径 (m);

$D_i$ ——气阀内径 (m);

$b$ ——气阀座宽度 (m)。

第三阶段, 当  $x > \sqrt{\left[\left(\frac{D_k - D_s}{4 \cdot D_m}\right) - b^2\right]} + b \cdot \tan \beta$ , 则

$$A_v(\varphi) = \frac{\pi}{4} \cdot (D_k^2 - D_s^2) \quad (3.35)$$

这种方法虽能准确定义气阀流通面积, 但是由于气阀升程是决定气阀流通面积得主要参数, 为方便后文的计算, 这里根据文献<sup>[23]</sup>来定义气阀的有效流通面积和气阀升程之间的关系。如图3.8所示为气阀的结构参数。 $d_i$  是气阀座的直径, 角度  $\beta$  是气阀座的角度。

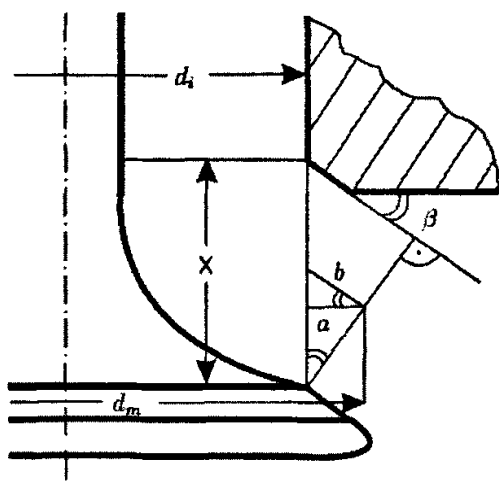


图3.8 气阀结构参数

可得气阀的有效流通面积为:

$$A_{e,A} = z \cdot x_{A,E} \cdot \pi \cdot \cos \beta_{A,E} \cdot d_m \quad (3.36)$$

对于四气门发动机,  $z$  是进排法各自的数量,  $d_m$  是由于气阀升程变化产生的气阀座的直径, 根据上图可以得到:

$$d_m = d_i + 2a \quad (3.37)$$

$$a = b \cos \beta \quad (3.38)$$

$$b = \frac{x}{2} \sin \beta \quad (3.39)$$

所以得：

$$d_m = d_i + x_{E,A} \sin \beta \cos \beta \quad (3.40)$$

将上式带入式 (3.36) 得气阀升程与气阀有效流通面积的关系式：

$$A_{E,A} = z \cdot x_{A,E} \cdot \pi \cdot \cos \beta \cdot (d_i + x_{E,A} \sin \beta \cos \beta) \quad (3.41)$$

### 3.2 实际空气流量

实际空气流量的获得可以采取两种方法。

根据式 (3.4)，实际空气质量流量可表示成速度  $w$ ，空气的平均密度  $\rho$  和空气流通截面积  $A$  的乘积，如下式所示：

$$\dot{m}_{real} = w \cdot \rho \cdot A \quad (3.37)$$

上式可改写成：

$$\dot{m}_{real} = \frac{w \cdot p \cdot \pi \cdot D^2}{R_g \cdot T \cdot 4} \quad (3.38)$$

$p$  为压力， $T$  为温度， $D$  为测量处的直径， $R_g$  为气体常数 ( $287.04 J/kgK$ )。实际空气流量便可通过使用各种传感器测得所需值，代入式 (3.38) 计算得到。

可以直接采用采用空气流量计，对空气的流量进行测量，将在第四章中做详细介绍。

### 3.3 本章小结

- 1) 首先对为推导气阀流量系数定义式中理论质量流量公式所需的流体力学等基础理论（连续方程、能量方程和热力学定义等）进行了阐述。
- 2) 分别针对有稳压筒和省去稳压筒两种情况建立模型，结合流体力学的基础理论对理论质量流量进行数学推导。
- 3) 引入射流函数，分析其曲线的特性，分析截前后压差对函数值的影响，为之后变压差试验压力比的选择提供了依据。

- 4) 采用有稳压筒的情况, 使用公式

$$\dot{m}_{th} \propto A_a \sqrt{\frac{2}{R}} \sqrt{\frac{p_a}{p_i}}$$

求理论质量流量时, 需通过传感器测定气体流动的总压, 而这类压力传感器的安装繁琐, 并位置要求较高, 易受空气温度的影响。采用无稳压筒(变截面)情况, 采用公式:

$$\dot{m}_{theo} \propto A_a \sqrt{\frac{2}{R}} \sqrt{\frac{p_a}{p_i}} \sqrt{\frac{1}{1 - \frac{A_a^2}{A_i^2} \frac{p_a}{p_i}}}$$

对理论质量流量时, 因为上式后面一项, 即  $\sqrt{\frac{1}{1 - \frac{A_a^2}{A_i^2} \frac{p_a}{p_i}}}$ , 已经考虑

气体流动时的速度, 所以只需用压力传感器测量静压即可。虽然相对有稳压筒的方法, 计算较繁琐, 但是简化了试验过程。

- 5) 论文基于以上两种不同的方法对气阀的流量系数进行测定, 比较两者之间的误差, 分析对不同理论质量流量的定义对气阀流量系数值的影响。

## 第 4 章 稳态试验

### 4.1 试验对象

本项目以德国某著名汽车设计公司的单缸四气门气缸盖为研究对象，如图所示。此气缸盖的原型来自于梅赛德斯奔驰公司2.2L的直喷四缸柴油机。表4.1为此气缸盖的主要技术参数：

表 4.1 气缸盖主要技术参数

气缸数量		1	
气缸直径 (mm)		88	
气阀数量		4	
进气阀数量	2	排气阀数量	2
进气阀座直径 (mm)	24	排气阀座直径 (mm)	30
进气阀座角度 (°)	45	排气阀座角度 (°)	45
进气阀最大升程 (mm)	8	排气阀最大升程 (mm)	8

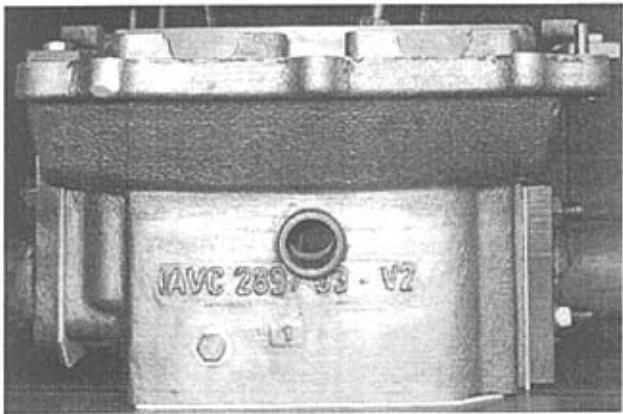


图 4.1 气缸盖

### 4.2 试验台架的设计和搭建

为了测量不同空气流动方向的气阀流量系数，试验台分别在进气道，排气



道及气缸出连接了三个空气管路，根据由德国某汽车公司提供的气缸盖得3D-CAD图，进排气道口是一个不规则的圆形，所以，在设计连接管路时，如按照其不规则曲面设计，大大的增加了试验台架设计和搭建的难度，所以这里采用水压力直径，通过计算，将不规则曲面转化成对应的圆。对应的管路直径 $D_h$ 可以通过面积和周长计算得到，如下式所示：

$$D_h = \frac{4 \cdot Q_{E,A}}{U_{E,A}} \quad (4.1)$$

式中， $Q_{E,A}$ ——为进排气口的面积（ $m^2$ ）；

$U_{E,A}$ ——进排气口周长（ $m$ ）。

$Q_{E,A}$ 和 $U_{E,A}$ 的值都可通过由德国某汽车公司提供的气缸盖的计算机3D图中测量得到。图4.1为进气管尺寸设计图，图4.2为排气管的尺寸设计图。

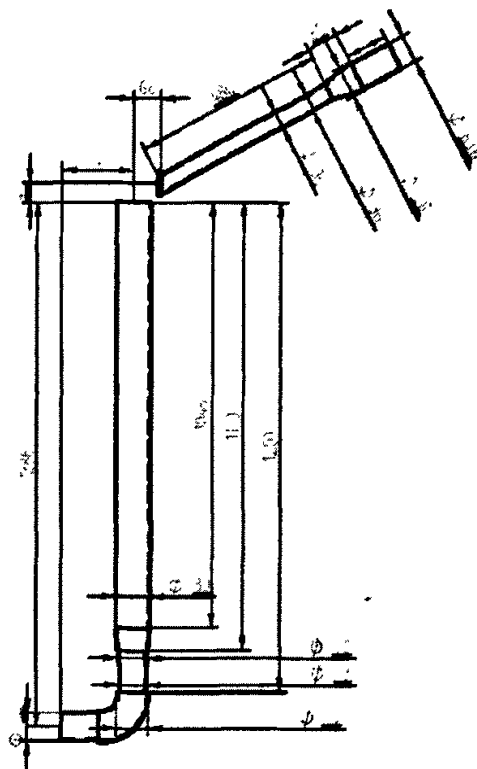


图 4.2 进气管及模拟缸筒尺寸

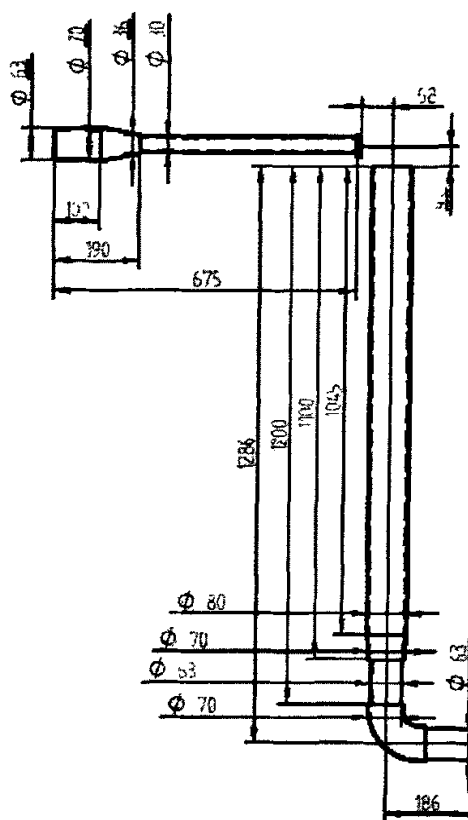


图 4.3 排气阀及模拟缸筒尺寸

根据图2.2所示提供所需的空气流量。使用螺旋式空气压缩机, 空气流量的大小可以通过试验台架的软件PID控制器进行控制, 获得所需要空气流量。经压缩后的空气流通过热交换器冷却空气温度, 接着通过一测量范围为100-1000  $m^3/h$  空气流量计。整个空气流量及压差的控制, 通过试验室提供的西门子空气系统及控制软件来完成。

根据图4.4, 将气缸固定于一支架, 分别在进排气口及气缸处连接管。用千分表调节气阀升程, 如图4.5所示:

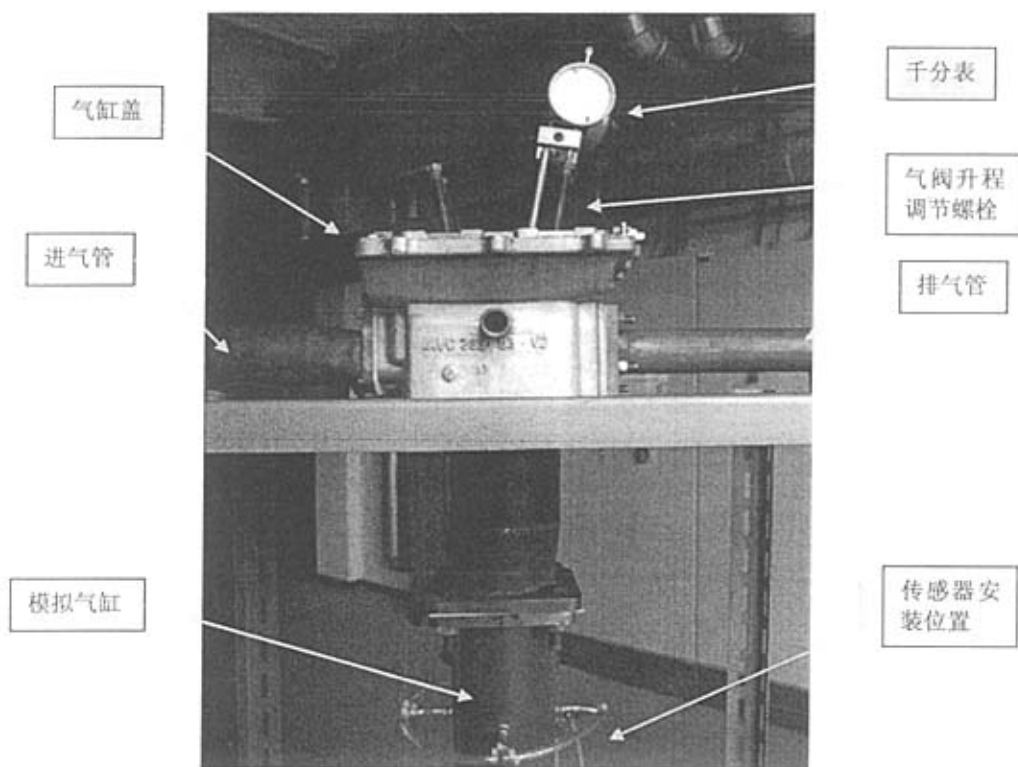


图 4.4 试验台架

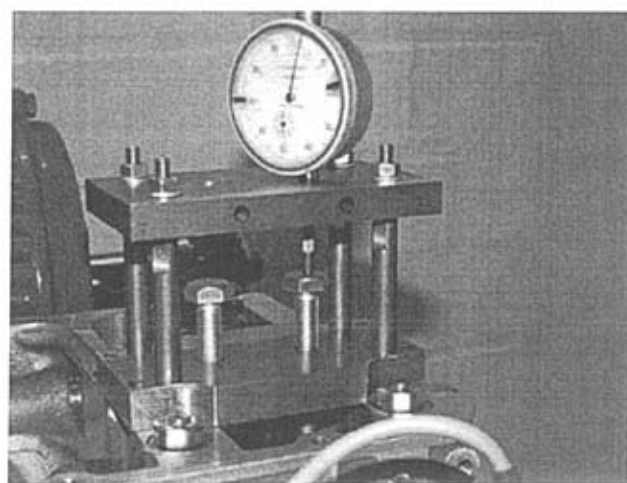


图 4.5 气阀升程调节

### 4.3 试验方法

气阀流量系数包括进气阀和排气阀的流量系数,而对应每个气阀有两个不同方向上的流量系数。即有四种不同情况:

1. 进气阀-入流情况 (EE)
2. 进气阀-出流情况 (EA)
3. 排气阀-入流情况 (AE)
4. 排气阀-出流情况 (AA)

情况1和4是发动机正常运行时最普遍的情况,即进气阀进气时的气阀流量系数和排气阀在排出燃烧后废气时的气阀流量系数;情况2和3在发动机实际运行中也有发生,如气门重叠时也会出现进气门有空气流出或排气门有废气进入的情况。因为压气式试验台可以通过切换供给空气的方向获得流经气阀不同流向的空气,所以可将以上四种情况下的气阀流量系数进行测量。

根据<sup>[24]</sup>的研究,气阀流量系数与进排气的压差和气阀升程有密切的关系。因此,为了深入研究气阀流量系数的特性,本实验采用了对不同气门升程从低压差到高压差多次测量的方法。根据柏林工大 VKM 之前的研究<sup>[25]</sup>,气阀升程在较小处,测量点分布较密。

试验步骤如下:

- 1) 通过千分表调节气阀升程,将气阀升程分成0.5, 0.75, 1, 1.25, 1.5, 1.75, 2, 2.25, 2.5, 2.75, 3, 4, 5, 6, 7, 8mm, 一共16个测试点;
- 2) 对应每个气阀升程选取0.43, 0.53, 0.73, 0.93四个不同气阀前后的压差比进行变压差试验;
- 3) 记录下试验数据,代入公式(2.12)求出各个情况下的流量系数值。

### 4.4 测量仪器

在4.3节中已提到,为计算理论质量流量需要通过传感器测得温度、压力及空气流量这三个主要数据。这里分别简单介绍下各个传感器的工作原理及使用方法。在进行稳流试验时,按照DIN EN ISO 5167<sup>[26]</sup>的规定确定各个传感器安装位置。

### 4.4.1 温度传感器

温度传感器一般有热敏电阻式、绕线电阻式、扩散电阻式、半导体晶体管式、金属芯式和热电偶式等类型。

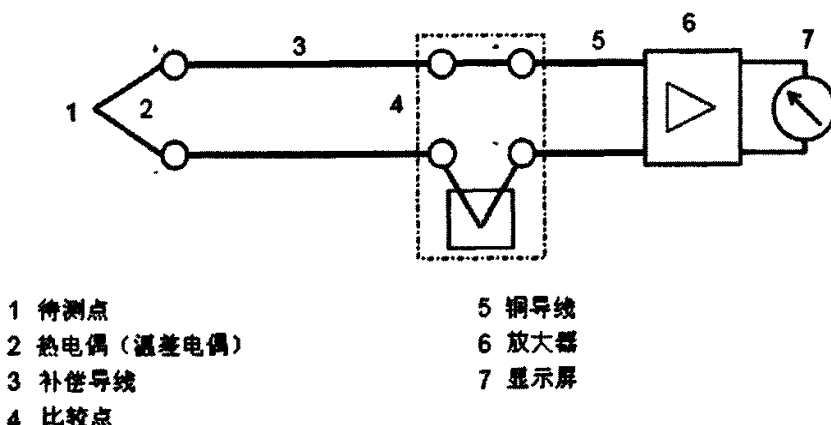


图 4.6 热电偶式温度传感器工作原理图

这里采用电阻式温度传感器。热敏电阻式温度传感器用一个半导体热敏电阻作为感应元件，利用某种金属的电阻随温度的变化而变化的特性来测温度。通常采用的金属材料当在温度增加时，热敏电阻的阻值减小；当温度减小时，热敏电阻的阻值增大<sup>[26]</sup>，电阻式温度传感器工作时与一个标准电阻串联，并在两端加上 5V 的参考电压，当温度变化，从热敏电阻上取出的电压即为温度的信号。

相对于热电偶式传感器，电阻式温度传感器，电阻式具有信号强度高；电阻和温度之间对应更加线性；寿命更长。

本试验采用 PT100 温度传感器，虽价格昂贵，但相对精度高，测量范围可达  $-200^{\circ}\text{C}$  至  $+850^{\circ}\text{C}$ <sup>[27]</sup>。

### 4.4.2 空气流量计

这里采用椭圆形体积流量计来测量空气流量。这种流量计有两个相互连接的椭圆形组成。如图 4.3 所示，两个椭圆片交叉，并可以各自绕轴旋转，形成镰刀形的空气进气量，两个椭圆轮每转一次便有一定量的空气体积量通过，所以通过两个椭圆轮在转速变可得到空气的流量值<sup>[28]</sup>。

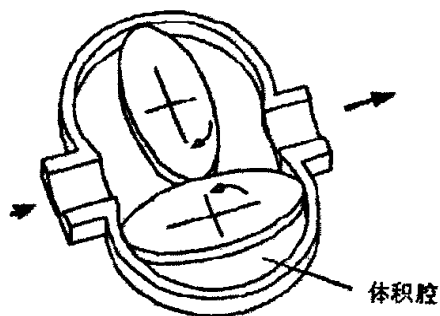


图 4.7 空气流量计

椭圆流量计测量范围大，并且可以提供较高的测量精度。它可以不考虑气体的粘度直接测量较大的体积流量。

这里我们使用 ELSTER 公司型号为 RVG G40 的旋转活塞式空气流量计。

#### 4.4.3 压力传感器

采用压阻式传感器，其工作原理是基于惠斯通桥电路在金属膜形状发生变化的同时，由于压阻现象，其电阻率会随之发生变化，测量电路获取电阻值并输入和电压相关的电压信号。

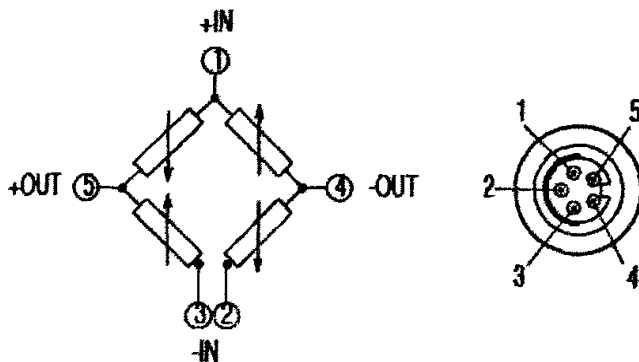


图 4.8 压阻式传感器桥电路及接口示意图

压阻式传感器有如下优点：

- 1) 灵敏度高，有时输出不需要放大可直接用于测量；
- 2) 分辨率高；

3) 测量元件的有效面积可做得很小，故频率响应高。

这里采用 KISTLER 公司的 4045A2 型压阻式压力传感器。这类传感器被广泛应用于对发动机进排气压力的测量。虽此传感器所允许的温度范围较小，但在稳流试验中不影响测量的结果及精度<sup>[29]</sup>。

如上文所述传感器的安装按照 DIN EN ISO 5167 的规定。如图 4.5 为进气管温度及压力传感器的安装位置，图 4.6 为排气管和模拟缸筒上温度及压力传感器的安装位置。

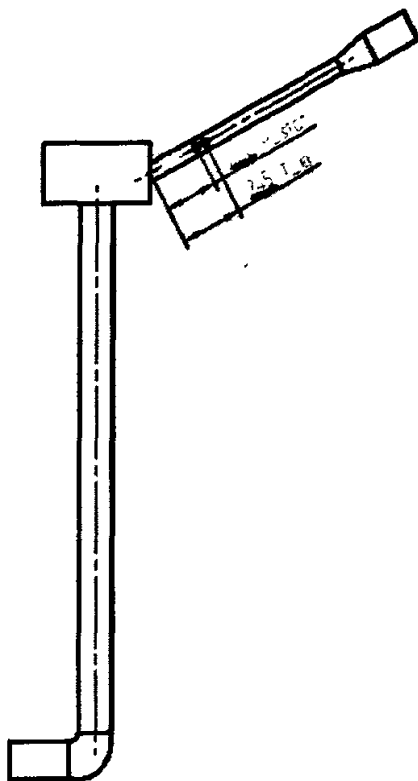


图 4.9 进气管温度 ( $T_{in}$ ) 及压力传感器( $P_{stat}$ )的安装位置图示

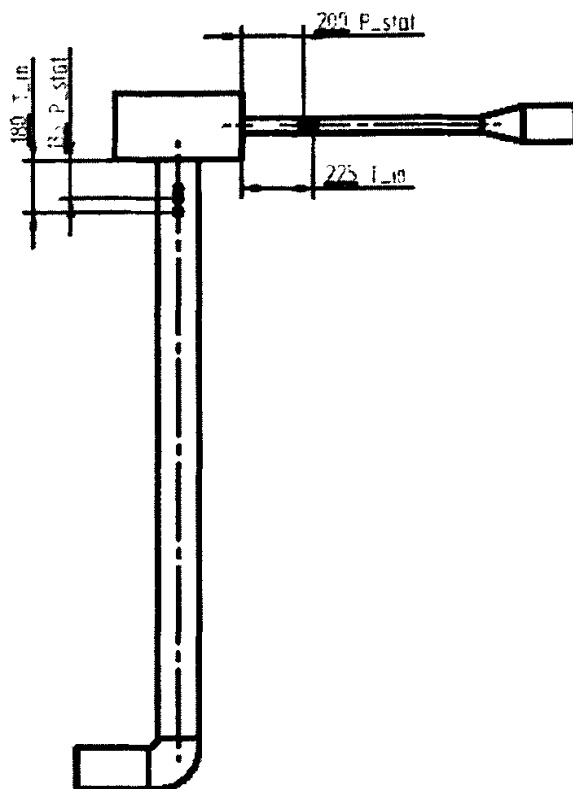


图 4.10 排气管和模拟缸筒上 ( $T_{in}$ ) 及压力传感器( $P_{stat}$ )安装位置图示

根据之前的研究,在气道稳流试验的全过程中,要求模拟气缸中的空气流动始终为充分发展的湍流状态,以便于实际发动机缸内的气体流动状态一致。在流体力学中表征粘性影响的相似准数。记作雷诺数  $Re$ , 雷诺数  $Re$  的定义如下式:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot L}{\mu} \quad (4.2)$$

式中  $\rho$  和  $\mu$  为流体的密度和粘度,  $v$  和  $L$  分别为流场的特征速度和特征长度。对于外流问题,  $v$ 、 $L$  一般取远前方来流速度和物体主要尺寸;内流问题则取通道内平均流速和通道直径。

雷诺数表示作用于流体微团的惯性力与粘性力之比。两个几何相似流场的雷诺数相等,则对应微团的惯性力与粘性力之比相等。在流体力学中可以用雷诺数  $Re$  的大小反映气体流通的状态,其物理意义在于雷诺数  $Re$  表示了流体流动



时的惯性力  $F_g$  和粘性力(内摩擦力)  $F_m$  之比,它表示着流体流动的状态。雷诺数  $Re$  小,意味着流体流动时各质点间的粘性力占主要地位,流体各质点平行于管路内壁有规则地流动,呈层流流动状态;雷诺数  $Re$  大,意味着惯性力占主要地位,流体呈紊流流动状态。

对于管道中的流体运动,在不同的流动状态下,流体的运动规律、流速的分布等都是不同的,因而管道内流体的平均流速  $v$  与最大流速  $v_{\max}$  的比值也是不同的。因此雷诺数的大小决定了粘性流体的流动特性,可以通过雷诺数的大小区分其流动的状态:

- 1)  $Re < 2000$  时,为层流状态;
- 2)  $Re > 4000$  时,为湍流状态;
- 3)  $Re = 2000 \sim 4000$  之间时,为过渡状态。

## 4.5 试验数据采集和处理

虚拟仪器(Virtual Instrument)是基于计算机的仪器。计算机和仪器的密切结合是目前仪器发展的一个重要方向。粗略地说这种结合有两种方式,一种是将计算机装入仪器,其典型的例子就是所谓智能化的仪器。随着计算机功能的日益强大以及其体积的日趋缩小,这类仪器功能也越来越强大,目前已经出现含嵌入式系统的仪器。另一种方式是将仪器装入计算机。以通用的计算机硬件及操作系统为依托,实现各种仪器功能。虚拟仪器实际上是一个按照仪器需求组织的数据采集系统。虚拟仪器的研究中涉及的基础理论主要有计算机数据采集和数字信号处理。虚拟仪器的主要特点有:

- 1) 尽可能采用了通用的硬件,各种仪器的差异主要是软件。
- 2) 可充分发挥计算机的能力,有强大的数据处理功能,可以创造出功能更强的仪器。
- 3) 用户可以根据自己的需要定义和制造各种仪器。

将数据采集到计算机,并对其进行合理的组织,需要构建一个完整的数据采集系统。它包括:传感器和变换器、信号调理设备、数据采集卡、驱动程序、硬件配置管理软件、应用软件和计算机<sup>[30]</sup>。

美国 NI 公司的 LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering) 数据采集和仪器控制软件。它集成了与满足 GPIB、VXI、RS-232 和 RS-485 协议的

硬件及数据采集卡通讯的全部功能。它还内置了便于应用 TCP/IP、ActiveX 等软件标准的库函数。图形化的程序语言，又称为“G”语言。使用这种语言编程时，基本上不写程序代码，取而代之的是流程图或流程图。它尽可能利用了技术人员、科学家、工程师所熟悉的术语、图标和概念，因此，LabVIEW 是一个面向最终用户的工具。它可以增强你构建自己的科学和工程系统的能力，提供了实现仪器编程和数据采集系统的便捷途径。使用它进行原理研究、设计、测试并实现仪器系统时，可以大大提高工作效率。

这里采用 LabVIEW，NI-DAQMx 的驱动程序引擎，数据采集与模块化仪器 PCMCIA，和信号调理设备 SCB 和相关的传感器和变换器组成的 DAQ 系统来实现数据的采集功能，得到论文所需的温度、压力和空气流量值。数据采集流程如图 4.11 所示。图 4.12 为所编辑的控制面板，方便对压差等各个待测值的观察及记录。

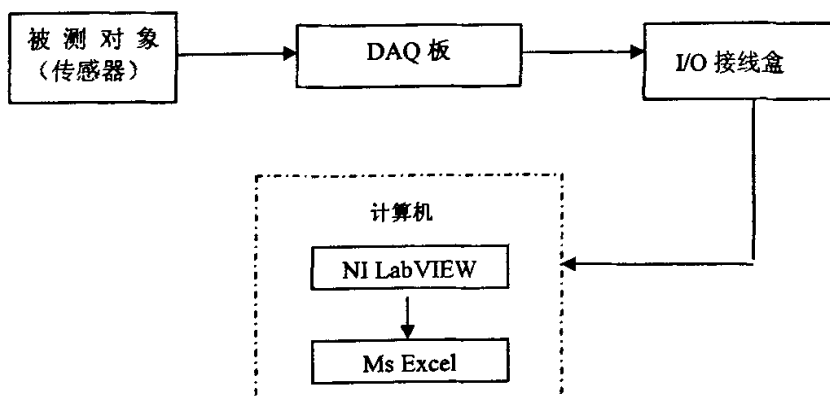


图 4.11 数据采集流程

## 第4章 稳态试验

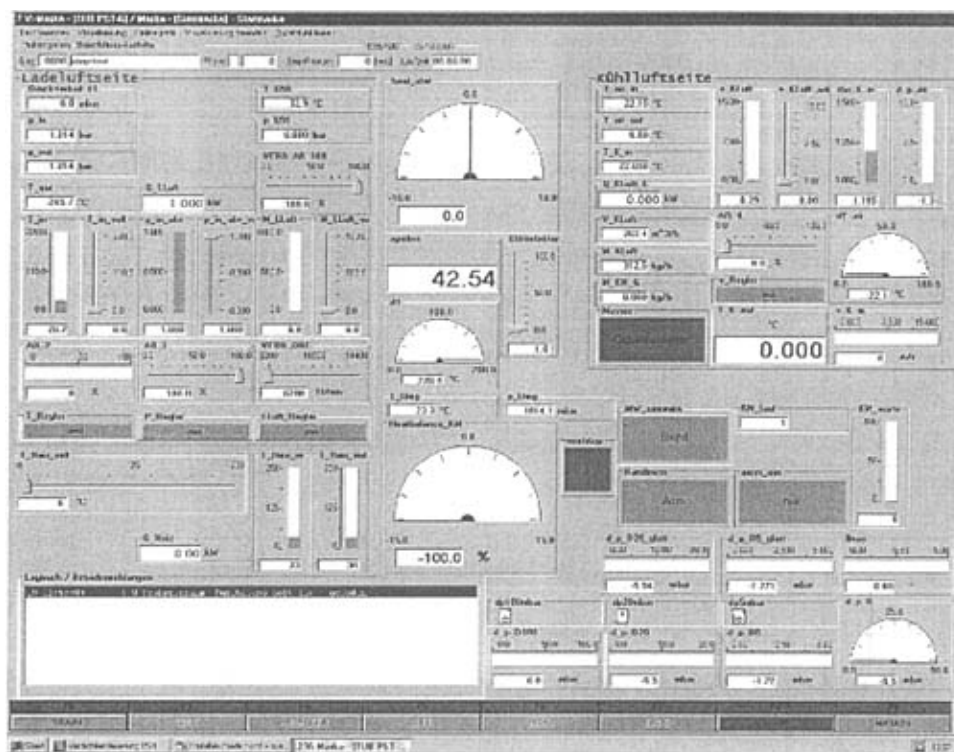


图 4.12 控制面板

根据第3章对气阀流量系数公式的推导，表4.2列出了需要通过传感器测量的数据。

表 4.2 试验测量数据列表

测试数据		符号
压力	进气阀前压力	$P_e$
	排气阀前压力	$P_a$
	气缸压力	$P_z$
	环境气压	$P_u$
温度	进气阀前温度	$T_e$
	排气阀前温度	$T_a$
	气缸温度	$T_z$
空气流量	体积流量	$V$
气阀升程	进气阀升程	$X_e$
	排气阀升程	$X_a$

## 4.6 本章小结

- 1) 采用压气式稳流试验台，为测量不同流向的气阀流量系数，设计可满足不同方向进气的试验台架。
- 2) 确定具体的试验方法与步骤，选取气阀升程在 16 个不同位置，4 个不同压差时对气阀流量系数进行测量。
- 3) 对进排气管路及模拟缸筒的尺寸进行设计，了解传感器的原理及安装要求，按照德标 DIN EN ISO 5167 对传感器的安装位置进行了设计。最后，通过 LabVIEW 对数据进行采集处理。

## 第5章 试验数据分析

试验所测得的数据量存贮在 EXCEL 文件中, 然后根据在第3章推导出的公式 (3.29), 计算求得理论质量流量, 再根据式 (2.12) 除以由空气流量计测得的实际质量流量值, 得到各个气阀流量系数, 并通过 MATLAB 软件生成对应的曲线。

### 5.1 试验方法验证

采用无稳压筒 (变截面) 情况, 通过试验采集相应的数据代入式 (3.29), 即:

$$\dot{m}_{theo} = A_a \cdot p_i \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_i}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \cdot \sqrt{\frac{1}{1 - \left[ \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{2}{\kappa}} \cdot \left( \frac{A_a}{A_i} \right)^2 \right]}}$$

求得理论质量流量, 根据测量得到的空气实际质量流量, 代入上文流量系数定义式 (2.12):

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{theo}}$$

对气阀流量系数的计算。

德国某汽车公司采用 AVL 方法, 如 2.2 节式 (2.7) 所述, 对流量系数的定义, 截面积采用式 (3.43) 气阀流通面积的定义, 对气阀前后压差为 0.93 时, 进气阀进气时和排气阀排气时的气阀流量系数进行了测定。为验证新的理论质量流量定义的可行性, 论文也采用由式 (3.43) 的气阀流通面积, 对气阀流量系数进行测定。

图 5.1 和图 5.2 是其所提供的气阀流量系数与试验测得的流量系数对比图。

从图 5.1 中可以看出采用新模型, 通过压气式试验所得进气阀的流量系数与发动机生产厂商所提供的数据吻合。

从图 5.2 中可以看出排气阀的流量系数也基本与发动机生产厂商提供的流量系数值相符, 流量系数的最大误差为 2.52%。

测量结果基本相符, 因此, 可以验证新模型的正确性, 及采用压气式稳流试

验方法的通用性。

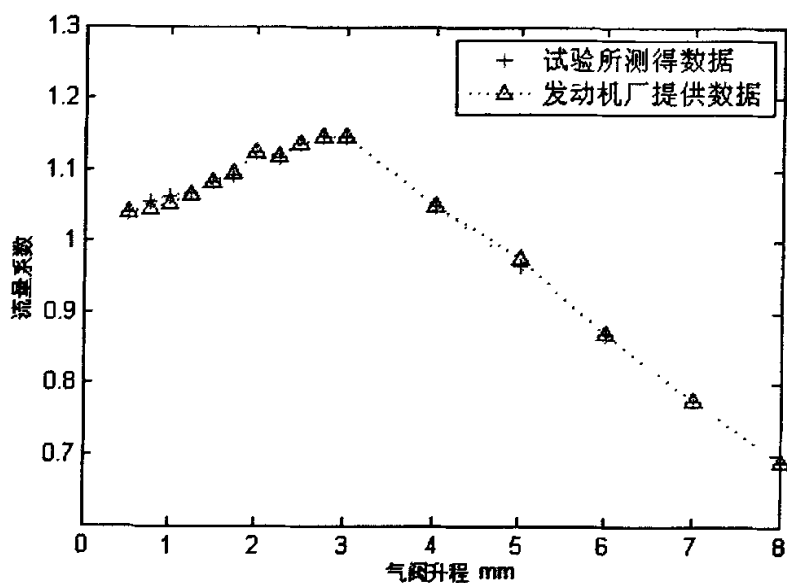


图 5.1 进气阀入流情况气阀流量系数对比图

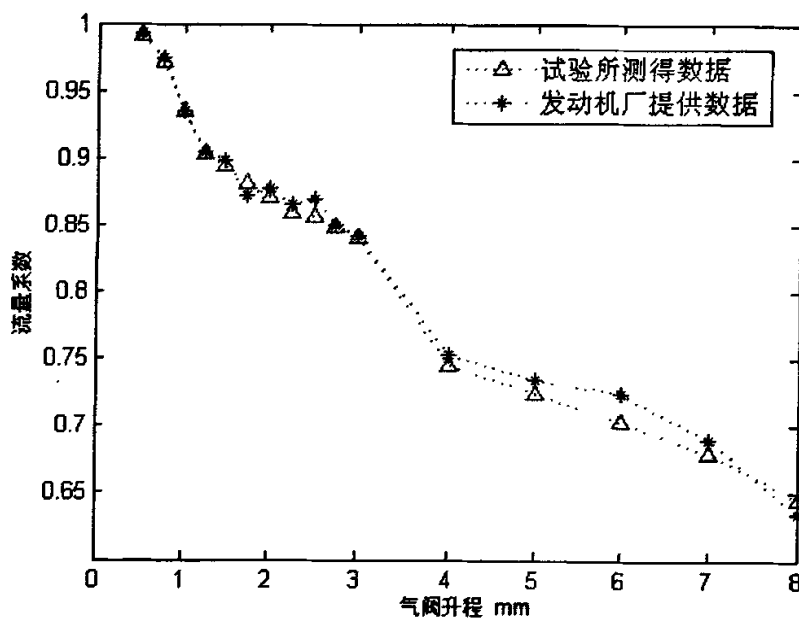


图 5.2 排气阀出流情况气阀流量系数对比图

## 5.2 不同试验方法比较

本节将根据第3章中提出的两种数学模型，分别求得流量系数进行对比分析。

在前文3.1.3节中推导了公式(3.23)，即：

$$\dot{m}_{th} = A_a \cdot p_i \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_i}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[ \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}$$

求得理论质量流量，再根据测得实际质量流量，进行对气阀流量系数的计算。 $A_a$ 是根据由式(3.43)的气阀流通面积。由第3.1.3节，式(3.23)中的压力 $p_i$ 和 $p_a$ 为总压，根据总压的定义，总压 $p_g$ 应该等于静压 $p_s$ 与动压 $p_d$ 之和，即：

$$p_g = p_s + p_d \quad (5.1)$$

而在试验过程中，只采用了静压传感器对空气的压力进行了测量，所以为求得总压 $p_g$ ，需对动压 $p_d$ 进行以下的推导。

动压 $p_d$ 的定义式为：

$$p_d = \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (5.2)$$

式中 $\rho$ 是空气密度， $v$ 是空气的流速。空气密度 $\rho$ 可以通过式(5.3)求得，即：

$$\rho = \frac{p_s}{R_g \cdot T} \quad (5.3)$$

空气流速 $v$ 可以表达成：

$$v = \frac{\dot{m}_{mess}}{\rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2} \quad (5.4)$$

$\dot{m}_{mess}$ 为实际空气质量流量； $D$ 为进气管的直径。

由此，动压 $p_d$ 可以通过现有的测量数据计算得到。将对应的总压带入式(3.23)，结合其他所测得的试验数据可以求得理论质量流量，并最后求得气阀流量系数（方法1）。对比采用式(3.29)对理论质量流量的定义，从而求得的气阀流量系数（方法2），得到图5.3和图5.4。

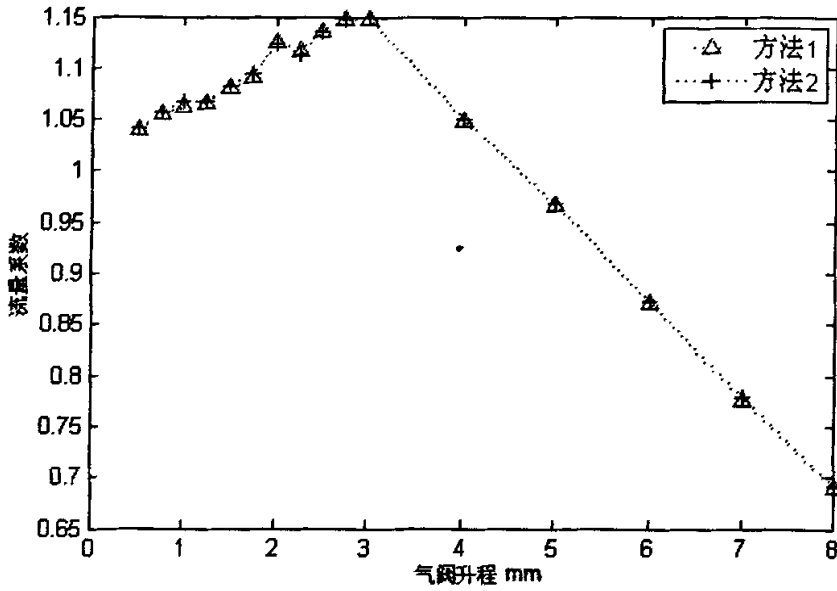


图 5.3 方法 1 和 2 在进气阀入流情况时流量系数的比较

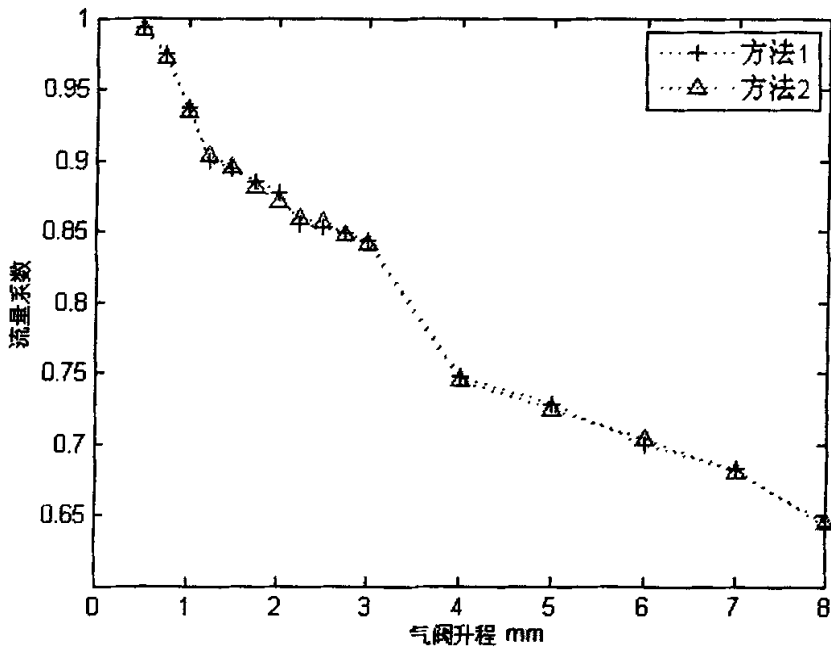


图 5.4 方法 1 和 2 在排气阀出流情况时流量系数的比较



由图 5.3 和图 5.4 所示, 流量系数曲线基本相同, 方法 1 与方法 2 的最大偏差也仅为 1.02%。结合式 (3.23) 和式 (3.29) 分析流量系数不同的原因主要有以下几点:

- 1) 采用方法 1, 由公式 (3.29) 中可以看出, 理论质量流量除了取决于气阀前后压力比  $\frac{p_a}{p_i}$  和气阀有效截面  $A_g$  之外, 还取决于气道截面积  $A_i$  的大小, 而  $A_g$  得大小取决于气阀升程  $X$  的大小, 所以流量系数  $\alpha$  的大小取决于压力比  $\frac{p_a}{p_i}$ 、气阀升程  $X$  及进气道截面积  $A_i$ , 即:

$$\alpha = \alpha\left(\frac{p_a}{p_i}, X, A_i\right) \quad (5.5)$$

- 2) 采用方法 2, 由公式 (3.23) 可以知, 理论质量流量只取决于阀前后压力比  $\frac{p_a}{p_i}$  和气阀有效截面  $A_g$ , 同样  $A_g$  取决于气阀升程  $X$ , 所以流量系数  $\alpha$  可以写成:

$$\alpha = \alpha\left(\frac{p_a}{p_i}, X\right) \quad (5.6)$$

在对流量系数进行定性分析时, 采用方法 2 可以得出压力比  $\frac{p_a}{p_i}$  和气阀升程  $X$  对流量系数的影响; 而采用方法 1, 因为引入了气道截面积  $A_i$  这一变量, 增加了分析的复杂性, 同时也会造成两种方法所求的流量系数值的不同。

- 3) 采用方法 2, 气阀前压力  $p_a$  及气缸内压力  $p_i$  只需代入静压, 由于静压传感器在相对动压传感器便于安装, 限于试验条件, 所以实验过程中只采用静压传感器, 通过公式计算得到动压值。

### 5.3 截面选取对流量系数的影响

如前面所进行理论质量计算过程中, 在理论质量流量公式中所使用的截面积  $A_g$  都是根据 3.1.4 节定义式 (3.41) 定义的气阀流通的有效面积。这里采用气缸的截面积做为气体的流经截面来定义流量系数。如图 5.5 所示为进气阀入流时流量系数, 图 5.6 为排气阀出流情况时流量系数。

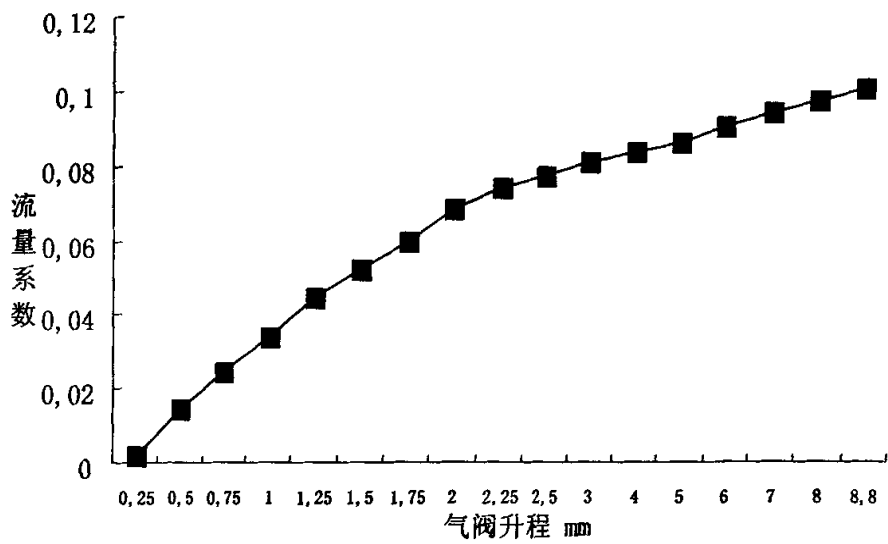


图 5.5 进气阀入流情况时流量系数

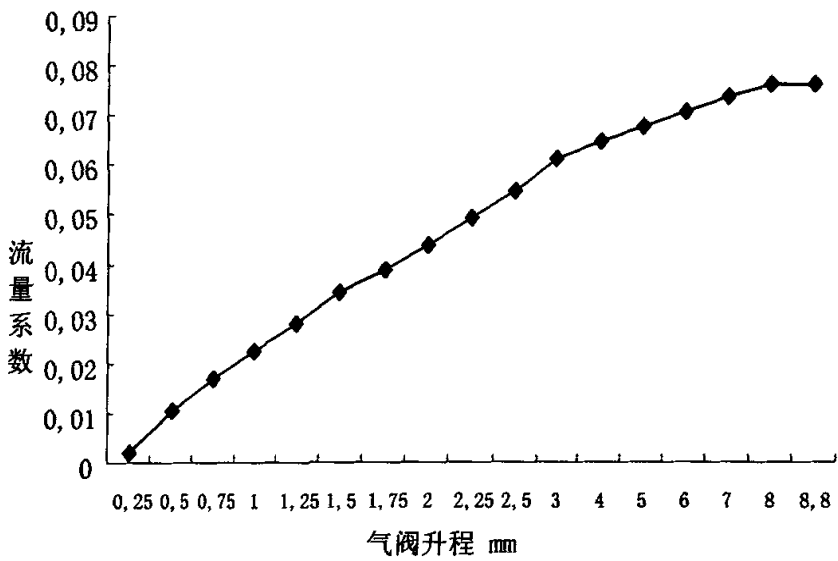


图 5.6 排气阀出流情况时流量系数

由图 5.5 和图 5.6 可以看出,当选用气缸截面积作为  $A_d$  时,求得的流量系数曲线与之前采用气阀有效流通面积作为  $A_d$  时的气阀流量系数完全不同;图 5.5 和 5.6 中的流量系数曲线随气阀升程的增大呈平滑的上升趋势;在气阀升程较大处流量系数曲线影响较小,

#### 5.4 不同流向流量系数对比分析

在对气阀流量系数的测定过程中,往往只测量一个流向的流量系数,即进气阀进气和排气阀排气时的流量系数,但是,在发动机实际运行过程中,缸内空气流动过程倒流现象的存在,所以在计算时需要考虑倒流的流量系数,所以测量需要测量在不同流向时的流量系数。

采用此压气式试验台可以方便的变化进气方向,可以对进气阀和排气阀分别在进气和排气时四种不同的情况(如 4.3 节所述)对气阀流量系数进行试验。图 5.7 是选取气阀前后压力比为 0.93 时,所测得的进/排气阀流量系数进行比较;同样,图 5.8 是气阀前后压力比为 0.93 时,排气阀在进气/排气情况下的流量系数对照图。

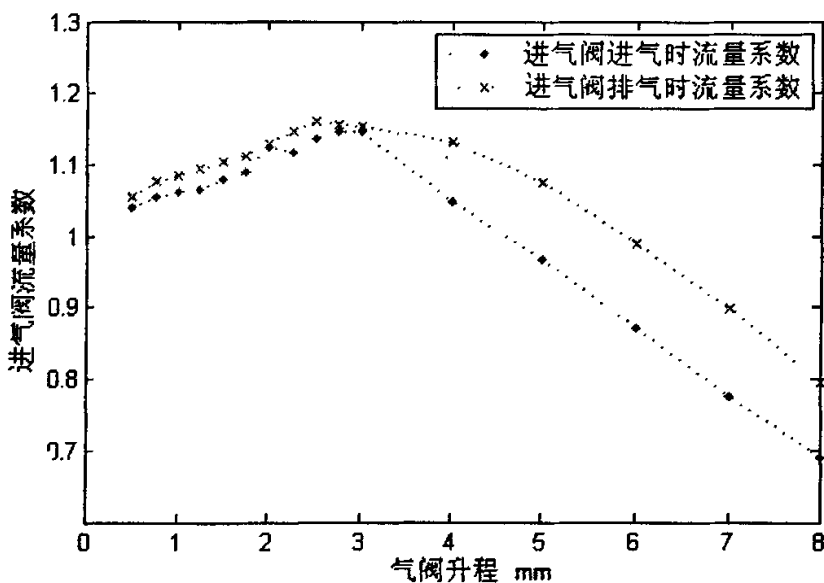


图 5.7 压力比为 0.93 时进气阀入流/出流流量系数

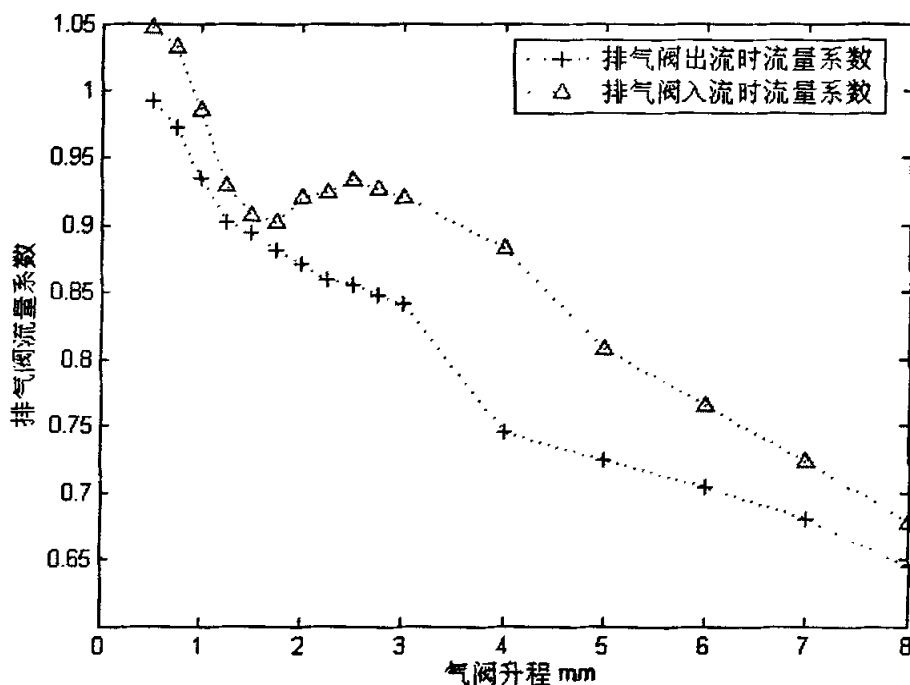


图 5.8 压力比为 0.93 时排气阀入流/出流流量系数

从两图中可以看出空气流经气阀的方向不同，对应气阀的流量系数也不同：

- 1) 进气阀流量系数值在进/排气两种情况下变化相对较小，流量系数曲线形状基本相同，特别在气阀升程较小处，流量系数值较吻合；
- 2) 排气阀在入流和出流两种情况下的流量系数值变化较大，从图 5.8 中可以看出，进气阀进气情况下的流量系数值变化较复杂，并高于排气情况下的流量系数。

## 5.5 变压差流量系数分析

图 5.9 至图 5.12 是在进气阀-进气、进气阀-排气、排气阀-排气和排气阀-进气（如 4.3 节所述）四种不同情况下气阀前后压力比变化时，不同气阀升程下，气阀流量系数的变化曲线。

- 1) 从图中可以明显看出，在相同的气阀升程的情况下，气阀流量系数值会随着压力比的变化而变化：流量系数值随着压力比的增大而减小。验证了之前的

研究<sup>[25]</sup>。

- 2) 在压力比较大时(压力比大于 0.53 时), 压力比对流量系数的影响相对较小; 在压力比较小时(压力比小于 0.53 时), 对应得流量系数的变化较大, 故不能忽略对压力比较小时对流量系数的影响。
- 3) 流量系数值随着压力比的变化而变化, 但是对于同一气阀, 流量系数变化曲线形状大致相同。
- 4) 如图 5.9 和图 5.10 所示, 进气阀的气阀升程在 3mm 附近时, 气阀流量系数达到最大; 图 5.11 和图 5.12 所示的排气阀随着气阀升程的增大气阀流量系数呈减小的趋势。
- 5) 从图 5.9 至图 5.12 可以看到, 气阀升程在小于 3mm 时, 在不同压力比情况下, 气阀流量系数值分布密集且较不规则。而在气阀升程大于处, 流量系数的变化规则, 受压力比影响明显。

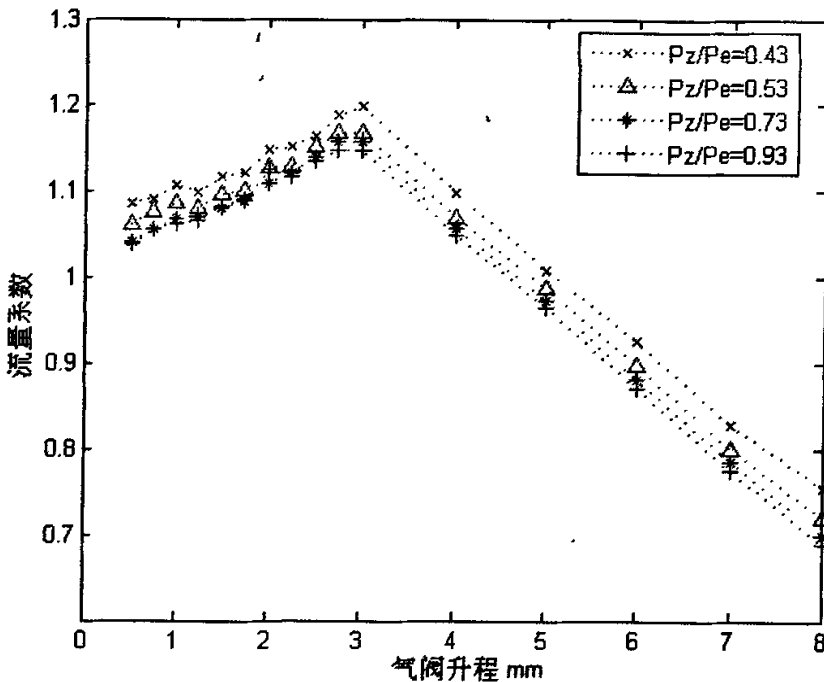


图 5.9 进气阀进气时流量系数

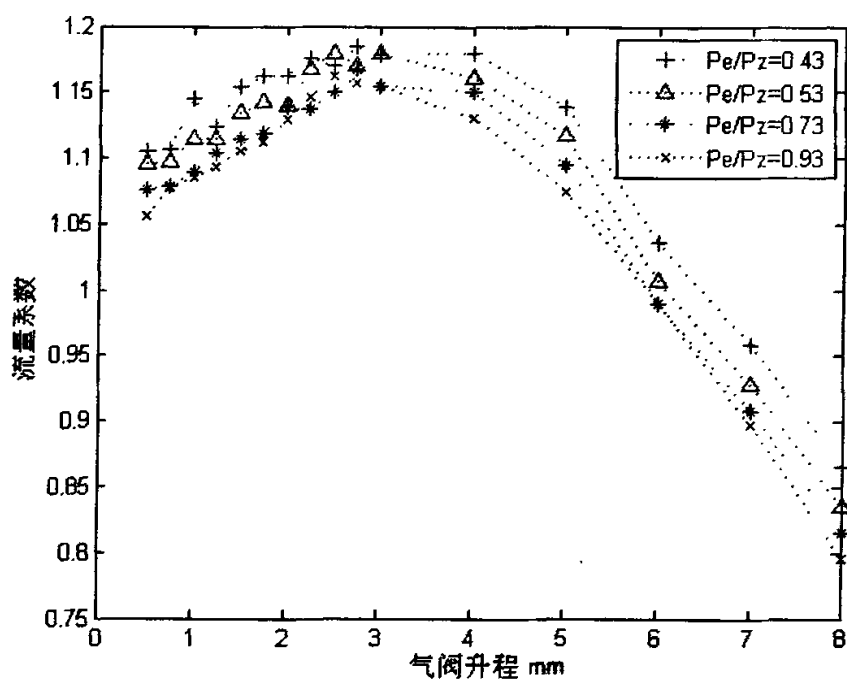


图 5.10 进气阀排气时流量系数

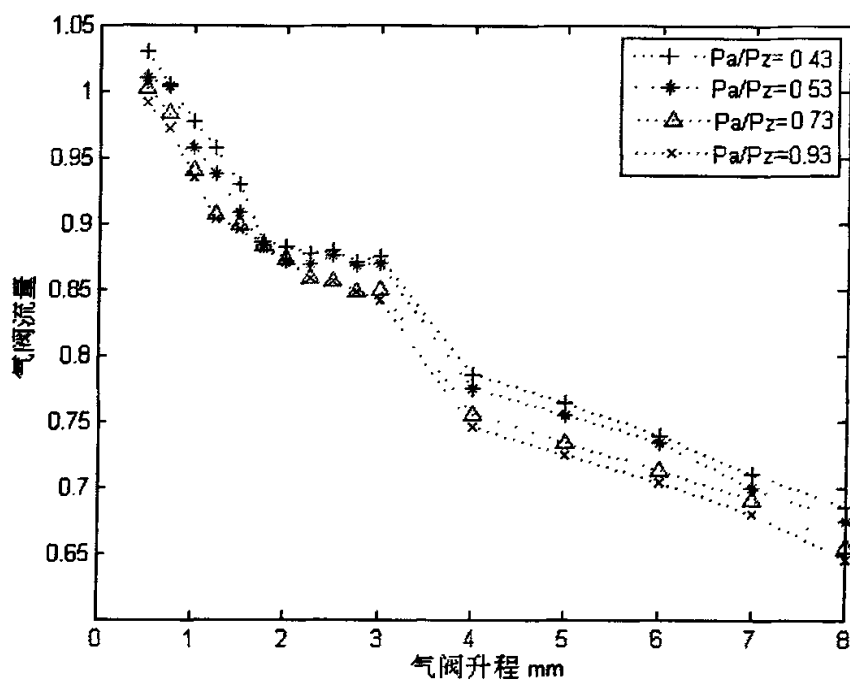


图 5.11 排气阀排气时流量系数

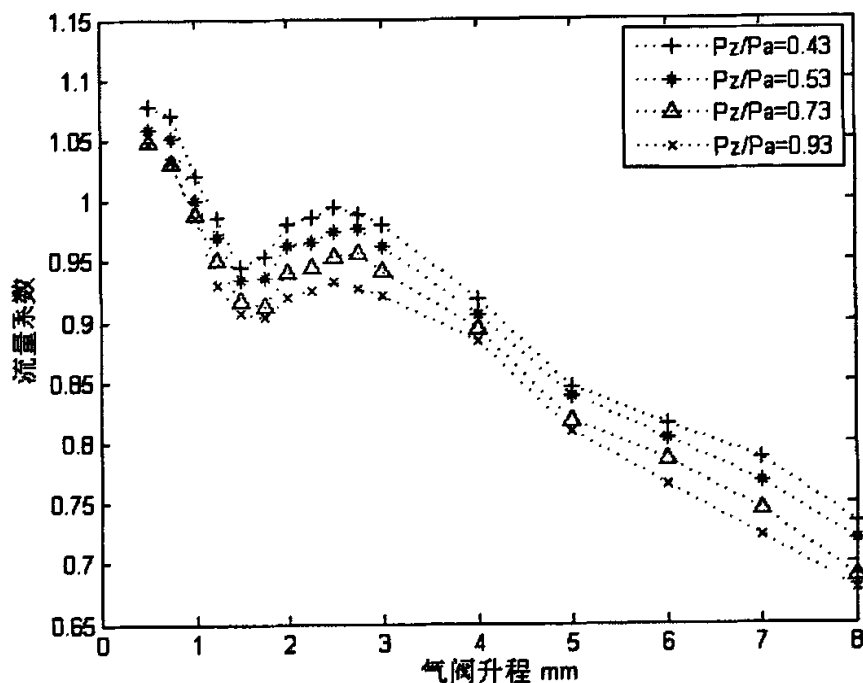


图 5.12 排气阀进气时流量系数

## 5.6 本章小结

- 1) 通过与生产厂商数据的对比，验证了采用新模型计算得到气阀流量系数的通用性及压气式稳流试验台的可行性。
- 2) 分析比较了两种方法的不同，深入研究了不同法对流量系数值的影响，根据两种方法对理论质量流量的不同定义，分析了产了流量系数不同的主要原因，但采用两种方法计算所得流量系数值基本相同，偏差较小。方法 2 虽然便于压力传感器的安装，简化试验过程。但是由于质量流量定义式中多

出了  $\sqrt{1 - \left[ \left( \frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{2}{\kappa}} \cdot \left( \frac{A_a}{A_i} \right)^2 \right]}$  这一项，所以，在方法 2 中，有三个变量，即，

截面积  $A_1$ 、气阀压差  $\frac{P_2}{P_1}$  和气阀升程  $X$  来确定气阀流量系数的大小，较之方法 1 不便于做定性分析。

- 3) 试验数据证明当空气以不同方向流经气阀时的气阀流量系数有较大的不同，说明回流情况下气阀的流量系数的重要性，对深入研究在气门重叠情况下造成的回流情况提高了试验数据。
- 4) 验证了气阀前后压差比对气阀流量系数的影响。



## 第6章 总结及展望

### 6.1 总结:

1. 阐述了气阀流量系数及进气涡流对提高发动机运行效率的重要性,对现有的气道评价方法,如 Ricardo 方法, FEV 方法和 AVL 方法等进行了总结,针对不同的方法对气阀流量系数及涡流比的定义,进行了比较研究,并选择用 VKM 研究所对气阀流量系数的定义。
2. 比较两种不同的稳流试验方法,即吸气式稳流试验和压气式稳流试验。针对压气式稳流试验的特点,提出两种数学模型,对气阀流量系数的定义进行展开,采用无稳压筒(变截面)的方法,通过试验测得德国某汽车公司提供气缸盖的气阀流量系数。
3. 建立实验台架,包括试验台架的设计,进排气管路和模拟缸筒尺寸设计和安装,温度、压力及空气流量传感器具体位置设计、安装和调试,使用 LabVIEW 对数据进行采集与分析。
4. 通过试验测得的进气阀-进气、进气阀-排气、排气阀-排气和排气阀-进气 4 个不同方向的气阀流量系数,表明气阀流量系数受气阀前后压差及气阀升程的影响。

### 6.2 工作展望

1. 可以将不同的进排气设计方案进行分析,从气阀流量系数入手,分析其对于进排气设计的重要。可以对气缸内空气的运动情况进一步进行研究,可以通过试验测量缸内涡流比。
2. 因为此气缸盖为四气门,论文中采用同时测量两个进气阀流量系数的方法,进一步的研究可以首先测量单个进气阀的流量系数,比较由于气道不同,而造成的流量系数的不同。
3. 可以通过建立计算机仿真模型的方式,通过仿真来比较气阀流量系数对发动机运行过程的影响。

## 致谢

首先感谢导师万钢教授三年来的悉心教导，万教授杰出的领导才能给我留下最深的印象，受益匪浅。

同时要感谢德国柏林工大内燃机研究所 (VKM) H.Pucher 教授，他的渊博的学识、严谨的治学风范、诲人不倦的育人态度使我受益匪浅。

更要感谢同济大学汽车学院陈礼璠教授、陈翌教授和中德学院王宏雁教授，他们的谆谆教导不仅使我在知识上受益匪浅，而且也使我学到了许多做人处世的方式。

论文工作还得到了德国柏林工大 VKM 研究所 Florian.Scherer, Achim.Leichmann 博士生的帮助，在试验设计过程中给予多方面的支持。

特别要感谢远方的父母，多年以来，他们对我无私的鼓励和支持，是我安心学习和工作的重要保障。

最后感谢一切关心和帮助过我的人们！

2007 年 6 月

## 参考文献

- [1] 蒋德明, 内燃机原理, 北京机械工业出版社, 1998
- [2] Omori S. Effect of Intake Port Flow Pattern on the In-Cylinder Tumbling Air Flow in Multi-Valve S. I. Engines[C], SAE Paper 910477, 1991. 21~30
- [3] 西安交通大学内燃机教研室编, 内燃机原理, 中国农业机械出版社, 1981 年第 1 版, 145~151
- [4] 中国汽车工程学会. BOSCH 汽车工程手册. 北京理工大学出版社. 2000, 437~482
- [5] C.Arcoumanis HGG, J.H. Whitelaw. Velocity and concentration measurements in a model diesel engine. Experiments in Fluids, 1985: 270-276
- [6] 倪计民. 汽车内燃机原理, 上海, 同济大学出版社, 1998: 170-176
- [7] 周保龙. 内燃机原理. 第 2 版. 北京: 机械工业出版社. 1986
- [8] Gerber A, Chamay G. Comparisons between Steady and Unsteady Flows in Cylinders of an Internal Combustion Engine[C]. SAE850121, 1985. 12~16
- [9] Arcoumanis, C.; McGuirk, J.J.; Palma, J.M.L.M. (1990): On the use of fluorescent dyes for concentration measurements in water flows. Exp. Fluids, 10: 177-180
- [10] Stone C R. The Measurement and Analysis of Swirl in Steady Flow[C]. SAE Paper 921624, 1992
- [11] G.Tippelmann. A New Method of Investigation of Swirl Ports. Society of Automotive Engineers, Congress and Exposition, Detroit, 1977
- [12] 赵振武, 刘书亮. 气道稳流试验的变压差试验方法研究. 内燃机学报, 2004, Vol. 22(1): 79~85
- [13] 刘耀峰、韩占忠. 内燃机气道内气体流动研究方法应用研究. 内燃机, 2001(6): 20~24
- [14] Heiner Hüppelshäuser E. Experimentelle Untersuchung der Strömung und des Wärmeübergangs im Kolbenmotor. [Dissertation], RWTH Aachen, 1992
- [15] A. Kleinschroth. Stationäre Strömungen in Druckleitungen. Vorlesungsschrift, Technische Universität München, 1996.
- [16] 孙则强. 柴油机进气道稳流试验研究及气体流动仿真, [硕士学位论文] 吉林大学, 2004
- [17] 吴志军, 黄震. 柴油机进气道转缸试验新方法. 柴油机. 2003(1): 23~25
- [18] Omori S. Effect of Intake Port Flow Pattern on the In-Cylinder Tumbling Air Flow in Multi-Valve S. I. Engines[C]. SAE Paper 910477, 1991
- [19] Analysis of Steady Flow Tests on Inlet and Exhaust Ports[R]. Ricardo Consulting Engineers, 1980
- [20] Zhijun Wu, HZ. In-cylinder swirl formation process in a four-valve diesel engine. Experiments in Fluids. 2001, 31: 467-473
- [21] Bohl, Willi Technische Strömungslehre 8. überarb. Auflage, Würzburg (Vogel) 1989
- [22] Heywood, John B. Internal Combustion Engine Fundamentals. New York, Mc-Graw-Hill),

1988. 16~68
- [23] Ingo Friedrich. Motorprozesstechnik Skript zur analytischen Uebung. TU-Berlin, 2007.
- [24] Andreas Duennebeil. Beitrag zur Bestimmung der Ventil-Durchflussbeiwerte fuer einen Dieselmotor: [Diplomarbeit]. TU-Berlin, 1987
- [25] Oliver Hempel. Bestimmung der Ventilhubkurben und Ventildurchflussbeiwerte an einem Dieselmotor:[Diplomarbeit]. TU-Berlin, 1994
- [26] DIN EN 5167. Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeraeten in voll durchstroemten Leitungen mit Kreisquerschnitt
- [27] Helmut Pucher, Motorprozesstechnik 1+2 Vorlesungsmitschrift. TU Berlin 2004
- [28] Mathias Vogt. Experimentelle Uebung Aufladetechnik / Gasturbinen. TU Berlin 2006
- [29] Henning Wallentowitz TD. Mechatronische Systeme in der Fahrzeugtechnik. 2006:73-74.
- [30] 侯国屏, 王坤. LabVIEW7.1编程与虚拟仪器设计. 北京: 清华大学出版社, 2005. 178~222

## 个人简历 在读期间发表的学术论文与研究成果

### 个人简历:

徐乔, 男, 1982 年 6 月生。

2004 年 6 月毕业于上海交通大学 热能与动力专业 获学士学位。

2004 年 9 月入同济大学车辆工程专业读硕士研究生。

### 已发表论文:

[1] 徐乔. 燃料电池汽车设计探索. 上海汽车, 2006. 01:4-7

[2] 徐乔. B-ISG 混合动力汽车. 汽车与配件, 2006. 05:23-26