

# 排量为 1.65L 柴油机的涡流进气道的优化研究<sup>①</sup>

李成革, 申立中, 沈颖刚, 毕玉华, 颜文胜

(昆明理工大学, 云南昆明 650093)

**摘要** 柴油机涡流进气道对其性能影响较大. 针对缸径为 100mm, 排量为 1.65 升的柴油机存在的性能难以满足设计技术要求, 进行了涡流进气道的优化研究, 优化后的涡流进气道改善了柴油机的经济性、动力性和碳烟排放.

**关键词:** 柴油机; 进气道; 柴油机性能优化

中图分类号: L1464.234 文献标识码: A 文章编号: 1007-855X(2001)03-031-04

## 0 前言

衡量发动机性能主要从三个方面考虑, 即经济性, 动力性和排放性能. 发动机在高原地区运行时, 由于海拔高, 空气密度小, 导致在平原发动机供油规律下, 柴油机油气雾化混合不好, 发动机燃烧不充分, 动力性, 经济性和排放性能有所下降. 就柴油机的油气混合看, 涡流进气道的设计是确保直喷柴油机性能水平达到设计指标的关键. 针对排量为 1.65 升的柴油机油耗过高的问题, 进行了系统的分析, 确定了影响该机性能的主要因素是气道不匹配, 从气道结构参数的优选以及试验研究确定优化参数, 进一步优化柴油机的涡流进气道.

在进气道性能优化的研究过程中, 关键是选取一个使柴油机的综合性能最优的涡流比和尽可能大的流通系数. 因为, 当气道的涡流比很小时, 流入气缸的气流的动量矩也很小, 喷入气缸内的燃油不能充分利用缸内旋转气体使燃油与空气充分混合, 特别是柴油机在低速运转时更是如此; 当气道的涡流比很大时, 流入气缸的气流的动量矩也很大, 这样会使喷入气缸的燃油束重叠, 同样不能合适地利用缸内旋转气体使油气混合达到要求<sup>[2]</sup>. 因此, 恒定涡流比进气道难于兼顾不同柴油机工况的要求. 国内柴油机采用的进气道主要是恒定涡流气道, 这就需要仔细确定气道参数, 以满足柴油机性能设计的要求.

## 1 涡流进气道试验装置及其测定方法

### 1.1 涡流进气道的试验装配

涡流进气道试验装置如图 1 所示. 涡流气道试验台包括: 模拟气缸, 真空泵, 稳压箱, 电动机, 叶片式涡流计, 孔板流量计, 压力传感器, 数字式压力表, 数字式转速表, 节流阀, 连接管道.

试验过程中要保证气缸内与外界的压力差为恒定 2 500Pa, 这样每次试验时流过气缸的气体的理论流量相同, 以便对不同进气道的流通系数进行对比. 因此在每次改变气门升程后, 都需重新调节节流阀门的开度, 使气缸内与外界的压力差保持为 2 500Pa.

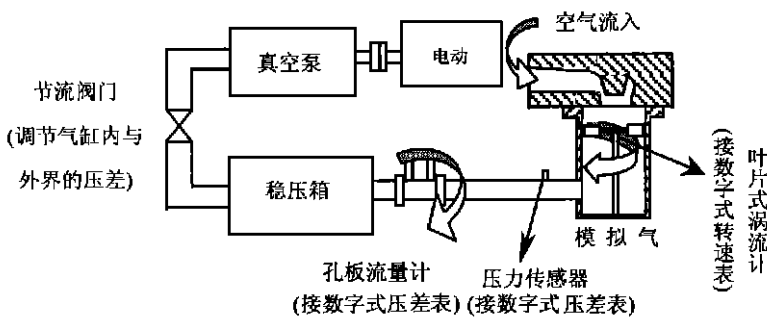


图 1 稳流气道试验台结构图

① 收稿日期: 2000-10-09;

基金项目: 云南省自然科学基金项目(2000E-0032M);

第一作者简介: 李成革(1974.9~), 男, 硕士, 研究方向为内燃机工作过程.

### 1.2 涡流进气道试验参数的测定方法

在进气道性能优化试验中,主要测定进气道的流通系数  $\mu_0$  和涡流比  $\Omega$ . 流通系数  $\mu_0$  用来表征气道的流通能力. 其计算公式如下:

$$\mu_0 = \frac{q_G}{q_{G_h}} = \theta' \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho_m}}, \quad f' = \frac{\pi}{4}(d_2 - d_0^2)$$

其中:

$q_G$  一试验测得的实际空气流量率(kg/s);  $q_{G_h}$  一流过气道的理论空气流量率(kg/s);  $\rho$  一气道出口处的空气密度(kg/m<sup>3</sup>);  $\rho_m$  一气道进口和出口间的平均空气密度(kg/m<sup>3</sup>);  $\Delta p$  一气道的压力降(Pa);  $f'$  一气门孔的截面积(m<sup>2</sup>);  $d, d_0$  一分别为气门内径和气门杆直径(m).

涡流比  $\Omega$  用来表征进气道进气涡流的能力,其计算公式如下:

$$\Omega = \frac{n_D}{n}, \quad n = \frac{30q_G}{\rho V_h}$$

其中:

$n_D$  一风速仪测出的转速(r/min);  $n$  一假想的发动机转速(r/min);  $V_h$  一活塞行程容积(m<sup>3</sup>);  $\rho$  一试验气缸内空气密度(kg/m<sup>3</sup>);  $q_G$  一实际测得的空气流量(kg/s).

## 2 涡流进气道主要结构参数的确定依据

### 2.1 影响气道性能的结构因素

在进气道形成的涡流中,切向涡流和螺旋涡流各占一定的比例,切向涡流对气道的位置比较敏感,而螺旋涡流不随进气道的位置变化而变化. 切向涡流占总涡流的 30% - 40% 就会充分发挥气道最佳性能. 如果进气道能在同一水平上的螺旋涡流产生最大的切向涡流,即最大限度地利用切向涡流,那么就能保证切向涡流占总涡流的 30% ~ 40% .

一般地,可以通过改变气道的相对于气门的位置,进而改变了同一水平螺旋涡流下,切向涡流在总涡流中的分配,即改变了切向涡流的大小,使其达到 30% - 40% 的最佳比例. 进气道的结构参数对进气道性能的影响见图 2.

### 2.2 气道的结构优化方向目标

根据影响涡流进气道性能的关键结构参数,拟定了四种方案,分别控制气道几个关键结构参数,控制方向就是使气道的流通系数比较大,气道相对于气门的某一个位置下,切向涡流占总涡流的 30% ~ 40%,并能使气道在整机的匹配试验中满足下表 1 的要求.

表 1 气道优化目标

	高原状态	平原状态
标定点比油耗 (g/kW.h)	268	255
最低比油耗 (g/kW.h)	258	246

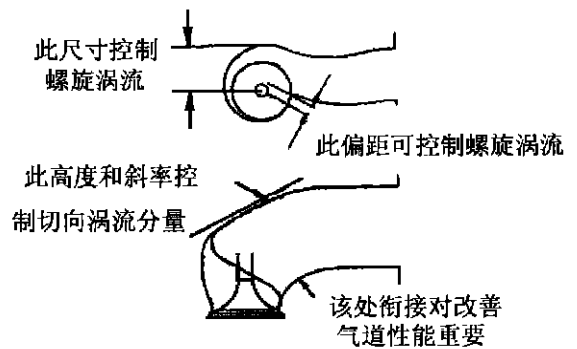


图 2 影响进气道性能的结构参数

## 3 涡流进气道的优化和对比分析

### 3.1 气道性能的评定方法

评定气道性能的两个重要参数是涡流比和流通系数. 涡流比和流通系数包括某一升程下的涡流比和流通系数,气门从气门升程为 0 到最大升程期间的平均涡流比及流通系数和在整个进气行程期间的进气行程平均涡流比和流通系数<sup>[1]</sup>,气门升程从 0 到最大升程期间的平均涡流比和流量系数分别为

$$\Omega_m = \frac{1}{h_L} \int_0^{h_L} \Omega_h dh, \mu\sigma_m = \frac{1}{h_L} \int_0^{h_L} \mu\sigma_h dh$$

式中  $\Omega_m$ ,  $\Omega_h$ ,  $\mu\sigma_m$ ,  $\mu\sigma_h$ ,  $h_L$  分别为气道平均涡流比, 气道升程为  $h$  时涡流比, 平均流通系数, 气道升程为  $h$  时的流通系数和气道最大升程。

其中气道升程为  $h$  时的流通系数和按下面公式计算

$$\mu\sigma_h = \frac{q_G}{q_{G_h}}, q_{G_h} = \theta' \sqrt{2 \frac{\Delta p_1}{\rho_m}}$$

其中:  $q_G$  — 试验中实际测量的空气流量率;  $q_{G_h}$  — 理论空气流量率;  $\rho$  — 气道出口处的空气密度;  $\rho_m$  — 气道出口和进口间的平均空气密度;  $\Delta p_1$  — 气缸内与外界的压差;  $f'$  — 气门孔面积,  $f' = \frac{\pi}{4}(d_2 - d_0^2)$ , 其中  $d$ ,  $d_0$  分别为气门内径和气门杆直径。

当进气道的流通系数和涡流比提高的余地很小时, 进气道的流通系数和涡流比就是一对矛盾的参数, 提高流通系数一般是以牺牲涡流比为代价的, 反之, 提高涡流比一般是以牺牲流通系数为代价的。因此, 通过流通系数和涡流比难以比较各种类型气道的性能。为了便于横向比较各种气道, 有些学者提出了“进气道综合性能系数”<sup>[3]</sup>的概念。该系数表现了气道内气体能量转换能力, 综合了涡流比和流通系数对气道的影响, 表现气道的综合性能, 使各种气道具有普遍的可比性。下面是“进气道综合性能系数”的定义式

$$XN_m = \frac{1}{h_L} \int_0^{h_L} XN_h dh$$

其中  $XN_m$  为“平均进气道综合性能系数”,  $h_L$  为气门最大升程,  $XN_h$  为气门升程为  $h$  时的“进气道综合性能系数”。其中  $XN_h$  用下面的表达式进行计算式中  $d_v$ ,  $d$ ,  $S$  分别为气门座内径, 气缸缸径和气缸行程。

### 3.2 气道性能改进试验结果分析

根据我们确定的涡流进气道的优化方案, 分别在稳流气道试验台上进行了测试, 并反复修正气道模型, 直到涡流进气道的结构参数所对应的涡流比和流通系数满足要求为止。然后依据涡流进气道的模型, 试制出气缸盖, 四种涡流进气道的台架试验数据见表 2。

从表 2 中可看出, 方案 2 缸盖气道性能改进最明显。在方案 2 中, 其最低比油耗在四种方案中最小, 方案 2 的  $\mu\sigma_m$  参数并不是最优, 但  $\Omega_m$  参数接近最优, 平均综合性能系数  $XN_m$  最大。这说明, 中高速柴油机的气道参数  $\Omega_m$  和  $\mu\sigma_m$  对其经济性影响较大, 而平均综合性能系数  $XN_m$  与其经济性关系密切,  $XN_m$  值越大, 其最低燃油耗越低。

表 2 各种气道性能参数对比表

进气道性能参数	各种方案的缸盖气道					
	原机缸盖气道	方案 1 缸盖气道	方案 2 缸盖气道	方案 3 缸盖气道	方案 4 缸盖气道	
$\mu\sigma_m$	0.308	0.283	0.261	0.274	0.209	
$\Omega_m$	1.784	1.684	2.212	1.827	2.385	
$XN_m$	0.103	0.097	0.128	0.106	0.114	
外特性最低比油耗 (g/kW·h)	高原状态	270	271	241	264	255
	平原状态(模拟试验)	259.3	261.6	229.1	252.8	245.8

另外, 由于方案 2 气道气流组织较好, 混合气燃烧充分, 在额定转速下, 它比其他几种方案气道的额定功率有不同程度提高, 比原柴油机额定功率提高 3% 左右。

另外, 仅从排放烟度来看, 方案 2 比原柴油机和其它方案的排放烟度值都小。在几种方案的对比测试试验中, 当把任意一种方案的喷油嘴由四孔换成五孔之后(供油规律不变), 无论在经济性, 还是在排放烟度值上五孔喷油嘴柴油机比四孔喷油嘴柴油机改善效果都明显。这说明, 在气道流通系数基本不变化的情况下, 涡流比的进一步增大, 仍可改善燃烧室内的油气混合效果, 从而改善燃烧, 提高柴油机的相关性能。因为, 对一种型号的发动机, 进气道的涡流比越大或越小都会产生负效应, 涡流比越大, 会使燃烧室内相邻

的油束重叠, 油气混合质量差; 涡流比越小, 燃烧室内的燃料就不能充分利用充入燃烧室的空气.

### 4 结 论

(1) 在柴油机涡流进气道的参数确定中, 一个较好的平均综合性能系数  $XN_m$ , 即在较高的流通系数下, 有一个合适的涡流比, 有助于改善柴油机燃烧室内油气混合效果;

(2) 方案 2 气道的柴油机比原机提高功率 3%, 降低油耗 11.6%, 并使得碳烟排放大幅下降, 此方案达到了气道优化的预期目标.

#### 参考文献:

[1] 李承谦. 缸盖螺旋进气道涡流比测量及评估[J]. 内燃机, 1997, (3).

[2] 李康. 刘书亮. 史绍熙. 燃烧室形状和位置对柴油机缸内空气运动的影响[J]. 内燃机学报, 1996, (1).

[3] 齐国荣. 周俊杰. 李约上. 紊流型燃烧系统的进气道匹配研究[J]. 内燃机工程, 1996, (1).

## Optimizing Study on Vortex Inlet Port of 1.65L Diesel Engine

LI Cheng-ge, SHEN Li-zhong, SHEN Ying-gang, BI Yu-hua, YAN Wen-sheng  
( Kunming University of Science and Technology, Kunming 650093, China )

**Abstract** The vortex inlet port has much effect on the properties of diesel engines. The vortex inlet port of 1.65L diesel engine have been optimized. The conclusions have shown that optimized vortex inlet port have enhanced the economization, power and exhaust Bosch value of the diesel engine.

**Key words:** Diesel Engine; Inlet Port; Diesel Engine Optimizing