

# 基于 Converge 的汽油发动机进气道优化研究

## Investigation on Optimization of Intake Port of Gasoline Engine Based on CONVERGE Software

单文诣

北京汽车动力总成有限公司

**摘要:** 本文利用 CONVERGE 软件对某增压汽油机的原进气道及优化后的进气道进行缸内冷态流动 CFD 瞬态仿真及稳态 CFD 仿真, 得出优化前后进气道的流量系数及缸内瞬态滚流比和湍动能。结果表明: 在进气门升程最大时刻滚流比比优化前提高 178%, 点火时刻的湍动能提高 160%, 优化后的进气道流量系数比优化前降低 19.4%, 优化后的进气道性能优于原气道。

**关键词:** CFD; CONVERGE; 流量系数; 滚流比;

**Abstract:** In this paper, the in-cylinder cold flow CFD simulation model and the steady CFD simulation model of the original intake port and the optimized intake port based on CONVERGE software were built and performed. Then from the simulation results, we got the tumble ratio, the turbulence energy in cylinder and the flow coefficient of the intake ports. The results show the tumble ratio of the former increased 178% than the latter at the intake valves fully open time and the turbulence energy of IGT of the former increased 160% than that of the latter, the flow coefficient of the optimized port reduced 19.4% than that of the original port. So the optimized port is better than the original port.

**Key words:** CFD; CONVERGE; flow coefficient; tumble ratio

### 1 前言

在内燃机中, 进气道设计的好坏对发动机缸内气体流动及燃烧起着非常重要的作用, 进而直接影响发动机的动力性、经济性及排放特性<sup>[1]</sup>。评价汽油发动机进气道性能的优劣主要有流量系数和滚流比等两个参数。其中, 流量系数直接决定气缸的进气量, 而滚流比的大小对缸内混合气的形成、发展、燃烧扩散的速度和稳定性等等都起着重要的作用。近年来, 随着技术的进步, 滚流作为汽油机广泛采用的气体流动组织形式, 一直备受关注并得到广泛应用<sup>[2]</sup>。研究表明, 提高进气道的流量系数可以增加发动机的进气量, 因而增加了发动机的功率, 而增强滚流可以增加点火时刻缸内的湍动能, 加快燃烧速率, 降低爆震倾向, 并有利于降低循环变功率。由于进气道的流量系数与滚流比呈相反的关系, 即滚流比的提高会降低流量系数, 因此在气道设计中需要在进气道的流量系数和滚流比之间取折衷。对增压汽油机来说, 滚流比的提高降低了气道的流量系数, 可以依靠增压来弥补减少的进气量。故增压机一般要求进气道具有较大的滚流比, 以便使得在点火时刻能获得更大的湍动能, 增加燃烧速率, 改善低速燃烧性能, 并能使用更大的压缩比, 以提高发动机的经济性等。

本文采用三维 CFD 数值模拟软件 CONVERGE, 对一款增压汽油发动机的优化前后的进气道进行了瞬态缸内流动计算及稳态流量系数的计算, 得出这两种气道的瞬态滚流比和湍动能随曲轴转角的变化规律及流量系数, 并对比优化前后气道的瞬态滚流比及湍动能的变化和流量系数的变化, 评价优化后的进气道是否优于原方案。

## 2 发动机进气道设计与优化

汽油机进气道一般有充气型气道和滚流型气道等, 充气型气道的流量系数较高, 但缸内的滚流水平较低, 点火时刻的湍动能较低, 限制了火焰传播速度的提高, 不利于压缩比的提高。在增压汽油机进气道的设计中, 我们一般要求在缸内形成较强的滚流, 以便在点火时刻火花塞附近有较强的湍动能, 增加火焰传播速率。而切向气道能在气门底侧上部区域形成流动分离现象, 阻碍了气流从气门底侧通过的流速, 使得从进气门上侧通过的气流在缸内形成一个较大的滚流, 滚流水平较强。故一般增压汽油发动机进气道设计中, 我们一般选择切向进气道来增加缸内的滚流强度。

本文论述的进气道的优化设计是在已有的成熟的发动机上做的优化, 针对发动机低速性能较差的缺点, 以提高进气道的滚流比, 来增加缸内湍动能, 改善低速燃烧性能。考虑到经济效益, 要求进气道的优化尽可能不影响缸盖上其他通道的布置, 例如水套和燃烧室等。图 1 为优化前后的缸盖进气道结构变化图, 从图中可以看出, 在进气道的下部提高了喉口的位置, 增加了一个突变, 这样使得气流在突变处形成流动分离并在气门底侧上部区域形成一个漩涡流, 阻碍气流从此处的进气。大部分气流从气门上侧进入气缸形成一个顺时针流动的滚流。

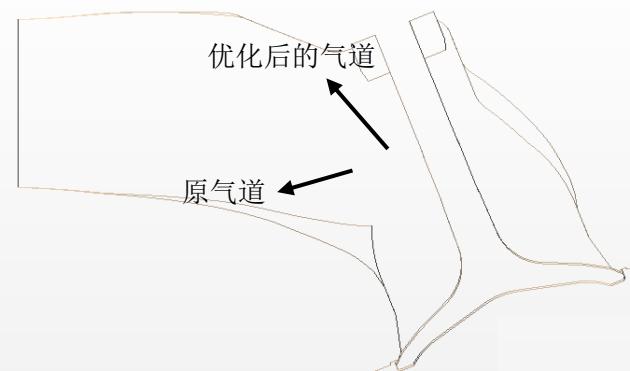


图 1 优化前后优化后的气道几何对比

对优化前后的气道进行瞬态缸内流动 CFD 仿真及稳态 CFD 仿真, 可以得到进气道的缸内滚流比和湍动能随曲轴转角的变化规律及流量系数的对比, 以便对比优化前后气道的性能及对发动机的性能的影响, 评价改进后的气道的优劣。

## 3 缸内气体流动瞬态模拟

### 3.1 计算模型

图 2 和图 3 为缸内气体流动瞬态模拟的 CFD 计算模型。在 CONVERGE 软件中不需事先画动网格, 只需定义好表面网格、边界设置、边界条件、物理模型、网格尺寸、计算工况等参数即可开始计算。



图 2 原进气道缸内流动计算模型

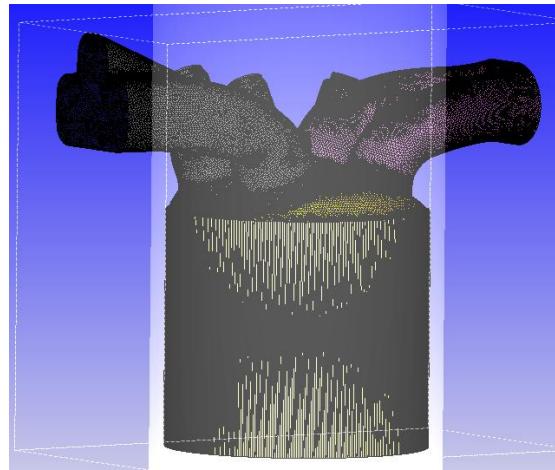


图 3 优化后进气道缸内流动计算模型

发动机主要参数如表 1 所示。计算工况为 1900r/min、全负荷工况。进排气道入口采用压力和温度边界, 壁面采用温度边界条件, 边界条件由 GT-POWER 一维仿真得到。

表 1 发动机主要参数

参数名称/单位	参数值
缸径/mm	90
冲程/mm	78
压缩比	8.8
排量/L	2.0
工况	1900rpm WOT
计算初始时刻/°	300
最大网格数	2000000

### 3.2 计算结果分析与评价

图 4 给出了优化前后进气道的瞬态滚流比随曲轴转角变化曲线。从图中可以看出, 优化后的气道滚流比比原气道有较大提高。在进气门全开时刻优化后的气道滚流比从 0.193 提高到 0.538, 提高了 1.78 倍。

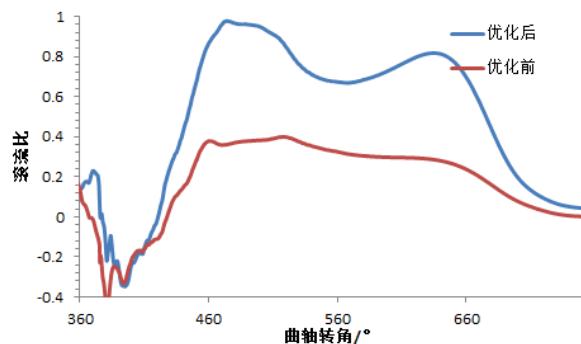


图 5 给出了进气门最大升程时刻的气门截面

的速度场分布图。从图中可以看出优化后的气道在气门底侧上部形成一个流动分离区, 阻碍了气体从气门底侧进气, 大部分气体从气门上侧进入气缸内, 在气缸内形成一个较大的顺时针方向的滚流, 气门底侧进入的剩余气体形成一个较小的滚流, 两者叠加形成缸内较强的滚流, 而原气道从气门底侧和上侧通过的气体在缸内形成两个方向相反且相差较小的滚流, 相互抵消, 滚流比较小。

图 4 优化前和优化后的滚流比对比

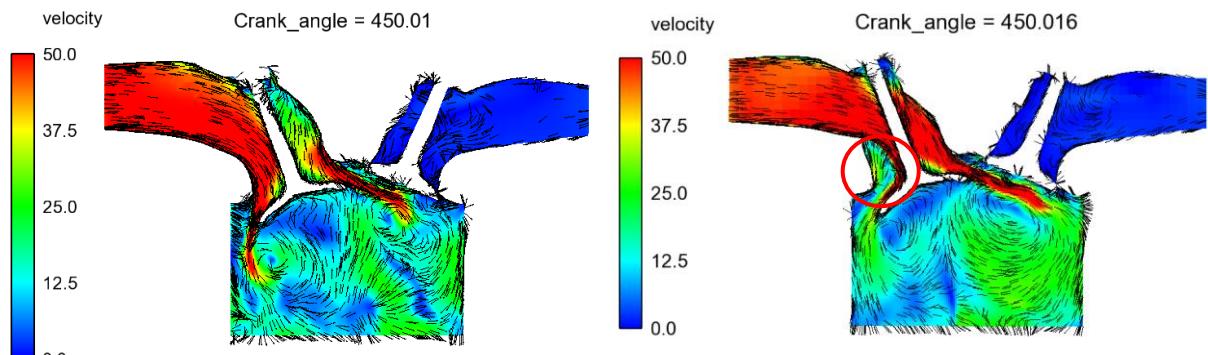


图 5 优化前和优化后速度场分布对比

进气道优化前后瞬态湍动能如图 6 所示。从图中可以看出，优化后的气道比原气道缸内湍动能大大提高，点火时刻的缸内的湍动能从  $9.89\text{m}^2/\text{s}^2$  提高到  $25\text{ m}^2/\text{s}^2$ ，提高了 160%。

进气道优化前后的气缸截面的湍动能分布如图 9 所示。从图中可以看出，优化前后点火时刻附近的湍动能相差较大。优化后的气道，缸内湍动能较大，且湍动能分布更接近火花塞，这样更有利于火花点火和火焰传播。

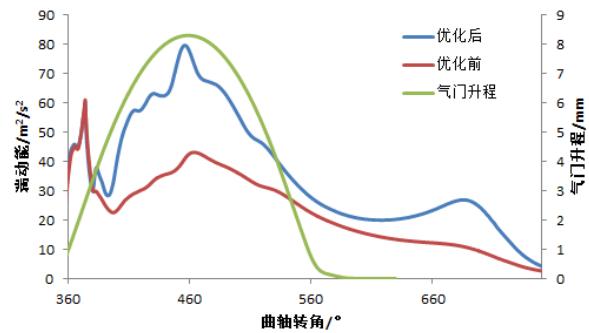


图 6 优化前和优化后湍动能对比

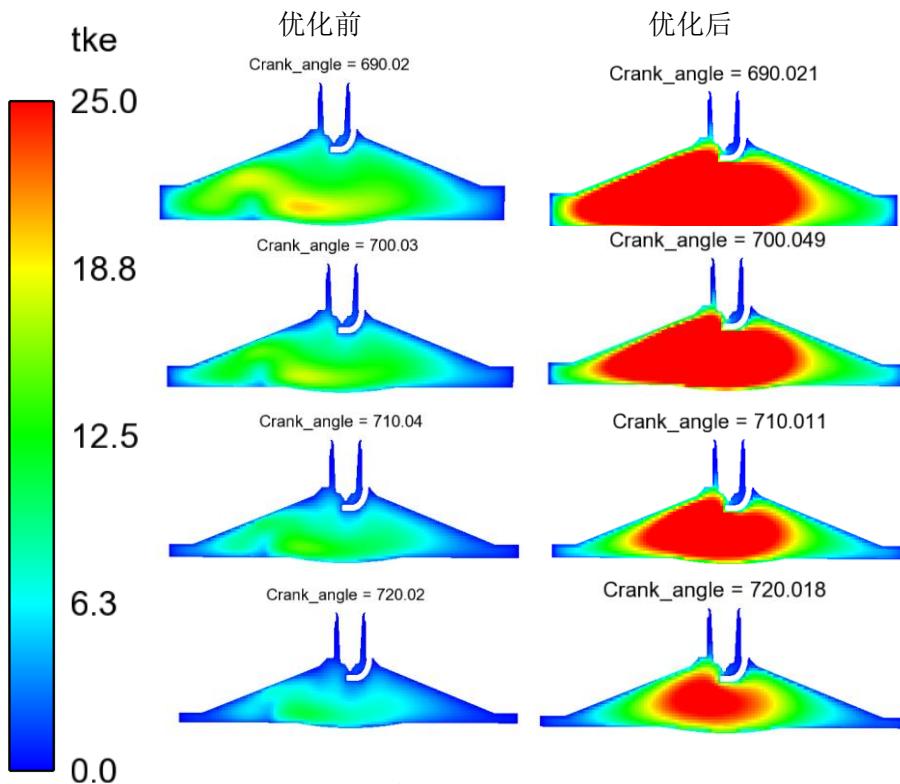


图 7 气缸中心截面湍动能对比

综上所述，在选定的发动机工况下，优化后的气道滚流比比原气道有较大提高，点火时刻附近缸内的湍动能比原气道有较大提高，湍动能分布更偏向于火花塞。

## 4 进气道流量系数对比

### 4.1 流量系数的定义<sup>[3]</sup>

无量纲流量系数定义为流过气门的实际气体流量与理论气体流量之比。定义公式如下：

$$\text{流量系数 } \mu\sigma = \frac{\dot{m}_{actual}}{\dot{m}_{theo}} = \frac{\dot{m}_{actual}}{A_v \cdot \rho \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_m}}}$$

$$A_v = \frac{d_v^2 \pi}{4}, \rho = \rho_0 \cdot \left( \frac{p_0 - \Delta p}{p_0} \right)^{1/\kappa}, \rho_m = \frac{1}{2}(\rho_0 + \rho)$$

其中， $\dot{m}_{actual}$  为实际流量， $A_v$  为气门座的面积， $d_v$  为气门座直径， $\rho_m$  为平均密度  $\rho$  为缸内气体密度， $\rho_0$  为进气密度， $p_0$  为大气压力， $\Delta p$  为压降。

### 4.2 进气道计算模型

图 8 为进气道稳态计算的模型。其中进气道入口采用半球形稳压箱结构，取 2.5 倍直径处的流量作为计算流量系数的实际流量。

计算模型进口采用总压 1bar，出口选择静压 0.97bar，压差 3000Pa，气门座圈直径 30.5mm，计算气门升程从 1mm 到 9mm 时的流量系数。

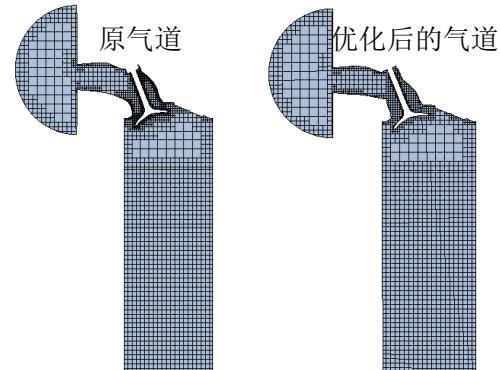


图 8 进气道稳态计算模型

### 4.3 优化前后的进气道流量系数对比

图 9 为优化前后进气道的流量系数对比。从图中可以看出，优化后的进气道最大流量系数比原气道降低 19.4%，由此发动机为增压发动机，对流量系数没有自然吸气发动机敏感，降低的流量系数可由增压器来弥补。

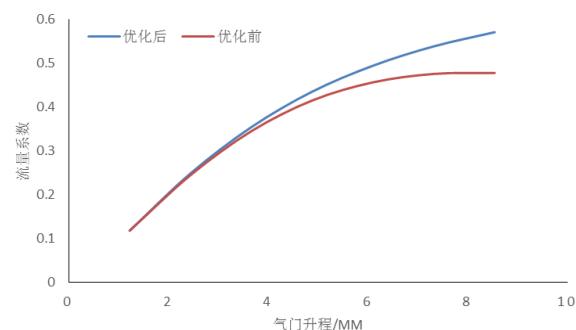


图 9 流量系数对比

## 5 结论与展望

- 1) 通过对优化前后的进气道进行瞬态缸内流动计算, 得出优化后的气道滚流比比原气道有较大提高, 湍动能也比原气道有较大提高且分布更偏向于火花塞附近, 有利于火花点火和火焰传播。
- 2) 通过对优化前后的进气道进行稳态流量系数计算, 得出优化后的气道流量系数比原气道有所降低, 考虑到主要目的为优化进气道的滚流比, 且增压发动机对流量系数不太敏感, 降低的流量系数可以靠增压器来弥补, 故流量系数的降低是可接受的。
- 3) 经过计算, 优化后的进气道由于原气道, 但优化后气道的滚流水平仍然较低, 此气道仍有较大提升空间。

## 6 参考文献

- [1] 王瑾, 王天友. 汽油机滚流评价方法的模拟研究. 2013 年 IDAJ-China 中国用户论文集, 2013: 350–353.
- [2] Omor IS, et al. Effect of Intake Port Flow Pattern on the In-Cylinder Tumbling Air Flow in Multi-Valve S.I. Engines. SAE 910477.
- [3] 夏兴兰, 陈大陆, 王胜利. 内燃机气道性能的评价方法. 现代车用动力, 2007, 05 (2): 7–9.