



引用格式:施佳辉,王东方,王燕,等. FSAE 赛车发动机进气系统设计与流场分析[J]. 轻工学报,2017,32(5):66-73.

中图分类号:U464 文献标识码:A

DOI:10.3969/j.issn.2096-1553.2017.5.009

文章编号:2096-1553(2017)05-0066-08

# FSAE 赛车发动机进气系统设计与流场分析

## Design and flow field analysis of air intake system of FSAE racing engine

施佳辉,王东方,王燕,鲁宜文

SHI Jia-hui, WANG Dong-fang, WANG Yan, LU Yi-wen

南京工业大学 机械与动力工程学院,江苏 南京 211800

*School of Mechanical and Power Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing 211800, China*

### 关键词:

FSAE 赛车; 发动机进气系统; 流场分析

### Key words:

FSAE racing;  
air intake system;  
flow field analysis

**摘要:**以 FSAE 方程式赛车 CBR600 发动机为研究对象,基于流体力学理论基础,通过分析发动机进气能量损失的原因与部位,初步设定进气系统相关结构参数;运用 GT-Power 软件创建赛车发动机二维模型,通过模拟分析,选定最佳进气总管长度为 300 mm,稳压腔容积为 3.5 L;用 Catia 软件对进气系统进行建模,通过 Fluent 软件对进气系统流场仿真,对比压力与流速云图,选择椭圆柱型稳压腔.路试结果表明,该进气系统能很好地满足 CBR600 发动机对进气的需要,中高速时充气效率提高 5%~10%.

收稿日期:2017-05-21

基金项目:江苏省自然科学基金项目(BK20130941)

作者简介:施佳辉(1994—),男,江苏省南通市人,南京工业大学硕士研究生,主要研究方向为汽车 CAE.

通信作者:王东方(1961—),男,江苏省南京市人,南京工业大学教授,主要研究方向为机械 CAD/CAE 技术及机械系统集成设计技术.

**Abstract:** Taking FSAE formula racing CBR600 engine as the research objective and based on the theory of hydrodynamics, by analyzing the cause and location of the energy loss of the engine intake air, the relevant structural parameters of the intake system were initially set. The two-dimensional model of the racing engine was established by GT-Power software, simulation analysis was conducted to determine the optimum value of intake pipe length as 300 mm and the best regulator cavity volume as 3.5 L. The model of the air intake system was established by Catia. The Fluent software was used to simulate the flow field of the intake system and the elliptical cylinder regulator cavity could be obtained by comparing the pressure and velocity diagrams. The experimental results showed that the air intake system could meet the needs of the CBR600 engine and improve the air intake performance by about 5% to 10%.

## 0 引言

大学生方程式汽车大赛(FSAE)是一项由在校大学生组团进行赛车设计与制造的比赛。据大赛规则,各参赛车队需在规定时间内设计并制造出一辆在各方面都具有良好性能的赛车,并能通过各项检查,完成规定赛事。就发动机而言,大赛要求其排量不得高于 600 mL,且总进气均需通过一个直径为 20 mm 的限流阀。限流阀的存在使得原发动机的进气量减少,影响了其动力性与稳定性,因此,国内外出现了很多针对方程式赛车发动机进气系统的研究。彭才望<sup>[1]</sup>通过分析限流阀进出口锥角的角度,确定了最佳限流阀模型;庞圣桐等<sup>[2]</sup>以 LD450 单缸发动机为载体,通过 GT-Power 软件对发动机进气管长度和稳压腔容积进行了优化;刘敏章等<sup>[3]</sup>通过 Fluent 软件对稳压腔和进气歧管进行分析,指出压力与速度在流动过程中损失的主要部位,并据此对进气系统进行了优化。但是这些研究大多只针对单一模型,对不同结构的模型进行对比优化和实物验证鲜见报道。

本文拟以 599 mL 排量的 CBR600 汽油发动机为研究对象,初步设定进气系统结构参数,通过 GT-Power 软件模拟选定最佳进气总管长度和稳压腔体积,用 Catia 软件对发动机进气系统建模,并结合 Fluent 软件对进气系统流场分析,最后对模型打印和路试验证,以期达到优化赛车发动机进气系统结构的目的。

## 1 进气系统能量损失分析

气体在进气管内流动时,不可避免地会与壁面产生摩擦,造成流动阻力。气体阻力按性质主要分为沿程阻力和局部阻力两大类。由文献[1]可知,进气过程中沿程阻力造成的能量损失占主要部分。沿程阻力是指气体流动时需克服壁面摩擦而造成的能量损耗<sup>[4]</sup>,该摩擦阻力主要是由流体与内壁之间的摩擦和流体本身的内摩擦两部分组成。沿程能量损失通常用达西-魏斯巴赫公式<sup>[4]</sup>求得,即

$$\Delta p_{\lambda} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho v^2}{2} \quad (1)$$

式中, $\lambda$  为阻力系数, $l$  为进气管的长度, $d$  为进气管的内径, $\rho$  为密度, $v$  为流速。

由公式(1)可知,条件相同的情况下,沿程损失与进气管的长度成正比,进气管越长,沿程能量损失越多。

气体动力增压原理:当活塞下行时,缸内会形成真空,进气管内的气体会快速流进气缸内;但在进气门关闭时,快速流动的气流瞬间停止,就会在气门处产生正压波,然后沿着进气管道传播;该波到达入口处会被反射回来,反射波再沿正向传播,气波在进气管内反复形成压力波,致使进气门处的压力不断发生变化。气动增压就是要调整进气歧管长度,使进气门开启时刻与气体正压波出现的时刻刚好一致。

为了确保发动机各缸有充足的进气量,通

常在进气系统中装有稳压腔,稳压腔的存在能很好地满足发动机在中高速工况下进气的需要.稳压腔可看成共振腔,发动机进气时产生的人射波和反射波都会经过稳压腔.在进气行程中,某缸吸气结束后通常仍会有部分压力波残留在进气管中,此波会阻碍下一进程的吸气.因此,稳压腔在设计时要将波动效应考虑在内.

## 2 进气系统的设计方案

### 2.1 进气系统结构和设计流程

进气系统是赛车发动机的供给装置,其基本结构如图1所示.

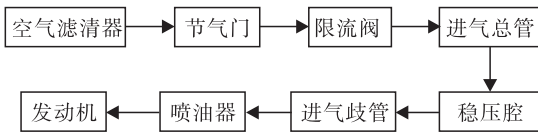


图1 进气系统基本结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of air intake system structure

本文以 CBR600 汽油发动机为研究对象,其基本参数如下:引擎形式为四缸、水冷、四冲程,11 250 r/min 时最大扭矩 65.954 N·m,缸径×行程为 67 mm×42.5 mm,总排气量 599 mL,压缩比 12.2:1,额定功率 89.5 kW.该发动机进气系统设计流程如图2所示.

### 2.2 进气方式的确定

赛车发动机常用的进气方式有自然进气、涡轮增压进气和机械增压进气<sup>[3]</sup>.自然进气适用于小排量汽车,具有结构简单、维修方便、成本低等优点.按照比赛规则,方程式赛车仅限于使用小排量的发动机,且其多用于中低转速工况,因此选用自然进气方式.

### 2.3 进气系统的布置

布置进气系统的目的是让汽车发动机在各工况下都有足够的进气量,且进气阻力最低.本文采用的布置方式如图3所示.采用该布置方式,进气系统的顶端在汽车车顶,大约高于车手

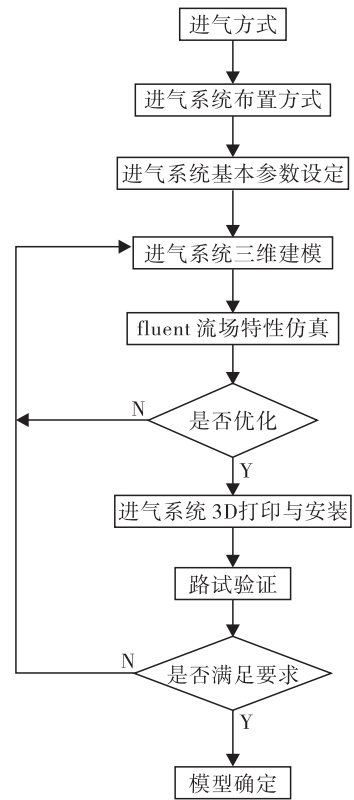


图2 发动机进气系统设计流程图

Fig.2 Design flow chart of air intake system of engine

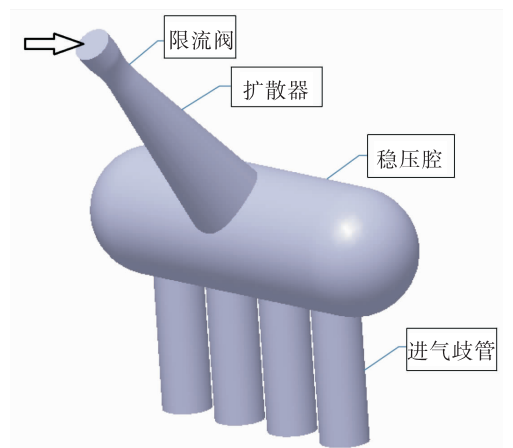


图3 进气系统布置方式

Fig.3 The air intake system layout

头盔,低于主防滚架.由于开口正对赛车前进方向,迎风面积大,高速行驶时的撞风量也大,能很好地满足发动机的进气需要,且扩散器的末端与稳压腔的中心相连接,圆滑过渡,对称式结构能很好地保证4个气缸的进气均衡.

## 2.4 进气系统基本参数初选

**2.4.1 节气门口径** 根据大赛规则,节气门必须为机械控制式<sup>[5]</sup>。市场上机械控制式节气门口径有 45 mm 和 40 mm 两种,由于大的节气门口径可能会导致油门迟缓现象,因此采用 40 mm 口径的线拉机械控制式节气门。

**2.4.2 进气总管长度** 由于大赛对进气结构的限制,进气总管采用丘文式管形状。据文献[1]可知,进气总管的最佳进出口锥角分别为 14° 和 7°。进气总管长度也会对发动机的性能有影响:总管过长,赛车高速时会出现供气不足的现象;总管过短,会导致赛车低速运转不均衡。因此,初步选定以 150 mm, 200 mm, 250 mm, 300 mm 这 4 种长度的进气总管作对比分析,以便择优使用。

**2.4.3 稳压腔体积** 根据参赛经验,为了确保发动机有足够的进气,在进气总管的尾部装有稳压腔,且稳压腔的体积大于 3 L。通常情况下,加装稳压腔后的发动机充气效率、指示功率和指示转矩都要比未加装稳压腔的发动机性能高 20% 左右。就 599 mL 排量的 CBR600 发动机而言,初步设定稳压腔容积为 3 L 和 3.5 L。参考各高校赛车的稳压腔模型,主要有圆柱型和椭圆柱型两种,对两种模型进行对比分析后,择优选择。

**2.4.4 进气歧管长度** 根据气体动力增压原理,气体在管道内来回两次流动会产生一次振动现象,其固有频率  $f_b$  可由公式②求得:

$$f_b = \frac{c}{4L} \quad (2)$$

式中,  $c$  为气体的声速,  $L$  为进气管当量长度。

当转速为  $n$  时,进气频率  $f_j$  为

$$f_j = \frac{n}{120}$$

所以,波动效应的次数  $q_b$  为

$$q_b = \frac{f_b}{f_j} = \frac{30c}{nL}$$

据文献[4]可知,波动效应的次数  $q_b$  为 5,

CBR600 发动机通常转速为 8000 r/min,经计算,所需设计的发动机进气歧管长度为 255 mm。

## 3 进气系统仿真建模与参数确定

应用 GT-Power 软件对赛车发动机进行一维仿真,通过对质量、动量和能量方程求解,以确定最佳的进气总管长度和稳压腔体积等参数,各守恒方程如公式③—⑤所示。

质量方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\rho u dF}{F dx} = 0 \quad (3)$$

动量方程:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} u + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{2u^2 f}{D |u|} = 0 \quad (4)$$

能量方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 u \frac{\partial p}{\partial x} - \\ (k-1)\rho \left( u \frac{2u^2 f}{D |u|} + q \right) = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

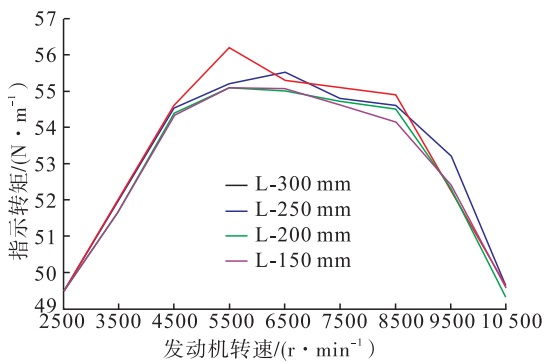
式中,  $\rho$  为密度,  $u$  为速度,  $p$  为流体微元上的压力,  $q$  为外界传入微元体的热传导率。

### 3.1 CBR600 发动机进气系统建模

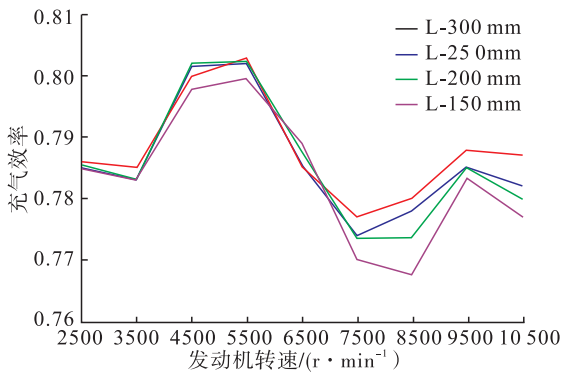
用 GT-Power 软件建立 CBR600 发动机进排气系统二维模型,其结构从左到右依次为:空气滤清器→节气门→限流阀→进气总管→稳压腔→进气歧管→喷油器→发动机→排气歧管→排气管→外界。从文献[2]可知,进气总管的长度和稳压腔的容积大小都直接影响着发动机的指示转矩、充气效率和指示功率。

### 3.2 进气总管长度的确定

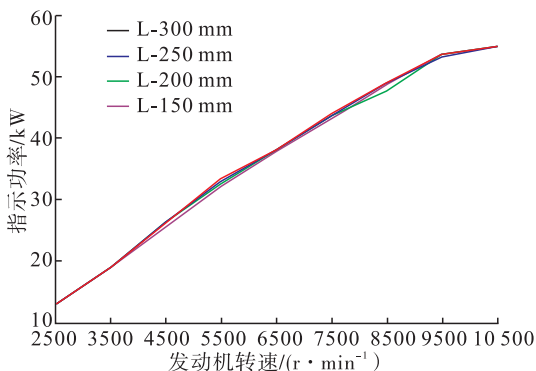
据参赛经验, FSAE 赛车常用转速为 4500 ~ 9500 r/min,通过模拟仿真 4 种不同长度的进气总管在此转速区间范围上发动机的指示转矩、充气效率和指示功率随转速变化的曲线图,经对比得出最佳的进气总管长度。对比的进气总管长度分别为 150 mm, 200 mm, 250 mm 和 300 mm,得出的曲线图如图 4 所示。



a) 进气总管长度对指示转矩的影响



b) 进气总管长度对充气效率的影响



c) 进气总管长度对指示功率的影响

图4 进气总管长度对指示转矩、充气效率和指示功率的影响

Fig. 4 Influence of the length of the intake manifold on indicated torque, charge efficiency and indicating power

由图4a)可知,发动机指示转矩随转速呈现先上升后降低的规律:转速在4500~8500 r/min区间内,转矩维持在一个较高的水平,约为55 N·m,且进气总管越长,发动机转矩相对更高;转速在2500~4500 r/min和高于

8500 r/min区间时,4种进气总管长度对发动机转矩的影响,区别不大。

由图4b)可知,发动机充气效率随转速的变化起伏比较大:转速在4500~5500 r/min区间时,充气效率达到顶峰;转速在5500~7500 r/min区间时,发动机充气效率急速降低;转速高于8500 r/min后,充气效率又有所回升。通过对比可知,发动机在低、高速时,进气总管越长,充气效率越好。

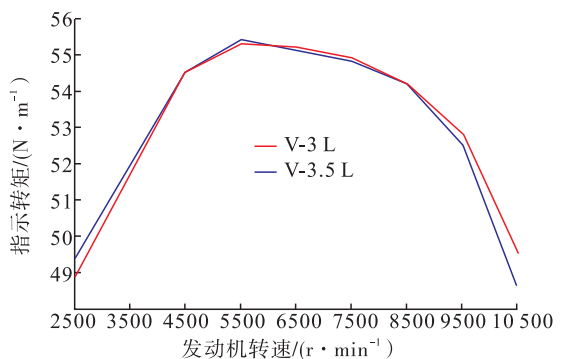
由图4c)可知,发动机指示功率随转速上升而上升,4种不同进气总管长度对发动机指示功率影响不大,基本一致。

综合考虑上述因素,为确保赛车有较好的扭矩和充气效率,最终选用300 mm长度的进气总管。

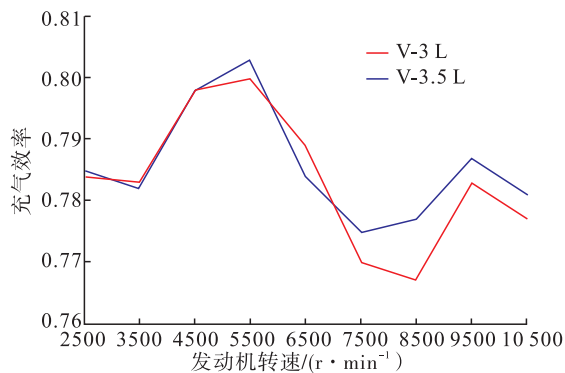
### 3.3 稳压腔容积的确定

稳压腔相当于谐振腔,因稳压腔长度较长,在进气吸入结束后稳压腔内还留有部分气体,对下一循环的进气产生一定的影响。据各高校的参赛经验,稳压腔容积通常为发动机排量的5~6倍。稳压腔容积过小,发动机低速时易产生进气量不足的现象;移压腔容积过大,会导致其内部易发生紊流现象。对3 L和3.5 L容积的稳压腔做GT-Power仿真,经模拟得出稳压腔容积对指示转矩、充气效率和指示功率的影响情况,仿真结果如图5所示。

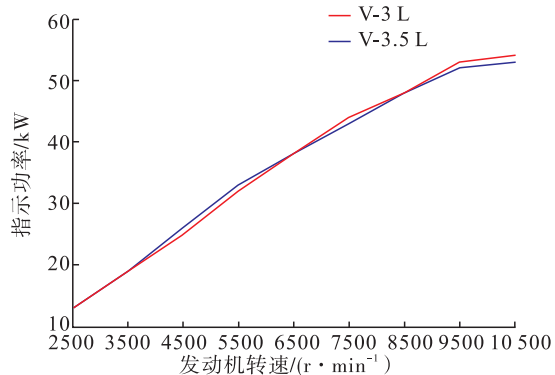
由图5a)可知,低速时,容积大的稳压腔,发动机的指示转矩更高;而在高速时则相反,容积小的稳压腔,指示转矩相对更高些。由图5b)可知,低速时,稳压腔容积大小对发动机的充气效率影响不大,而在中高速时,由于发动机进气需求量的增加,容积越大的稳压腔发动机充气效率越好。由图5c)可知,稳压腔容积大小对发动机指示功率影响不显著。综合考虑,最终选用3.5 L容积的稳压腔。



a) 稳压腔容积对指示转矩的影响



b) 稳压腔容积对充气效率的影响



c) 稳压腔容积对指示功率的影响

图5 稳压腔容积对指示转矩、充气效率和指示功率的影响

Fig. 5 Influence of the volume of the regulator cavity on the torque, charge efficiency and indicating power

## 4 进气系统的流场分析

### 4.1 进气系统三维建模

通过上文对发动机进气系统各部件主要参数的选定,用 Catia 软件参考 CBR600 发动机实物数据设计进气系统模型,将该模型另存为 igs

文件导入 ANSYS 中进行网格划分(四面体网格)并定义进出口的位置,最后导入 Fluent 软件.

### 4.2 边界条件、初始条件设置

由于分析的流体是空气,可压缩,且气体运动状态为湍流和层流的混合运动,因此选择标准模型.用速度流量作为进口边界条件,设置进口速度为 25 m/s,进口压力为大气压(101 325 Pa);用压力作为出口边界条件,出口压力设为 97 870 Pa,出口温度为 26 °C;壁面采用无滑移边界条件(壁面处法向和切向速度为 0 m/s),温度设为 26 °C;计算基于压力求解器,算法采用压力-速度耦合(SIMPLE)算法.

### 4.3 不同稳压腔模型的流场分析

用 Fluent 软件对两种不同的稳压腔模型(圆柱型和椭圆柱型)进行模拟仿真,得出相应的压力云图、流速云图如图 6 所示.

由图 6a)可知,圆柱型稳压腔最大压力出现在进气歧管的尾部,约为  $9.90 \times 10^4$  Pa,最小压力出现在 20 mm 的限流阀与稳压腔和各进气歧管的结合处,为  $9.78 \times 10^4$  Pa;由图 6b)可知,椭圆柱型稳压腔的最大压力出现在进气管的头部与进气歧管的尾部,为  $9.91 \times 10^4$  Pa,最低压力出现在进气管与稳压腔的结合处,为  $9.58 \times 10^4$  Pa.相对圆柱型稳压腔,椭圆柱型的稳压腔压力更为均匀,进气歧管处的压力稍大些.

由图 6c)可知,圆柱型稳压腔的最高流速在 20 mm 限流阀处,约为 45.5 m/s,最低流速在稳压腔的上边壁与进气歧管的尾部,约为  $5.59 \times 10^{-2}$  m/s;由图 6d)可知,椭圆柱型稳压腔最高流速在 20 mm 的限流阀与进气管与稳压腔的连接处,约为 64.2 m/s,最低流速在稳压腔的上边壁与进气歧管的尾部,为  $2.94 \times 10^{-2}$  m/s.可看出,椭圆柱型的稳压腔与进气歧

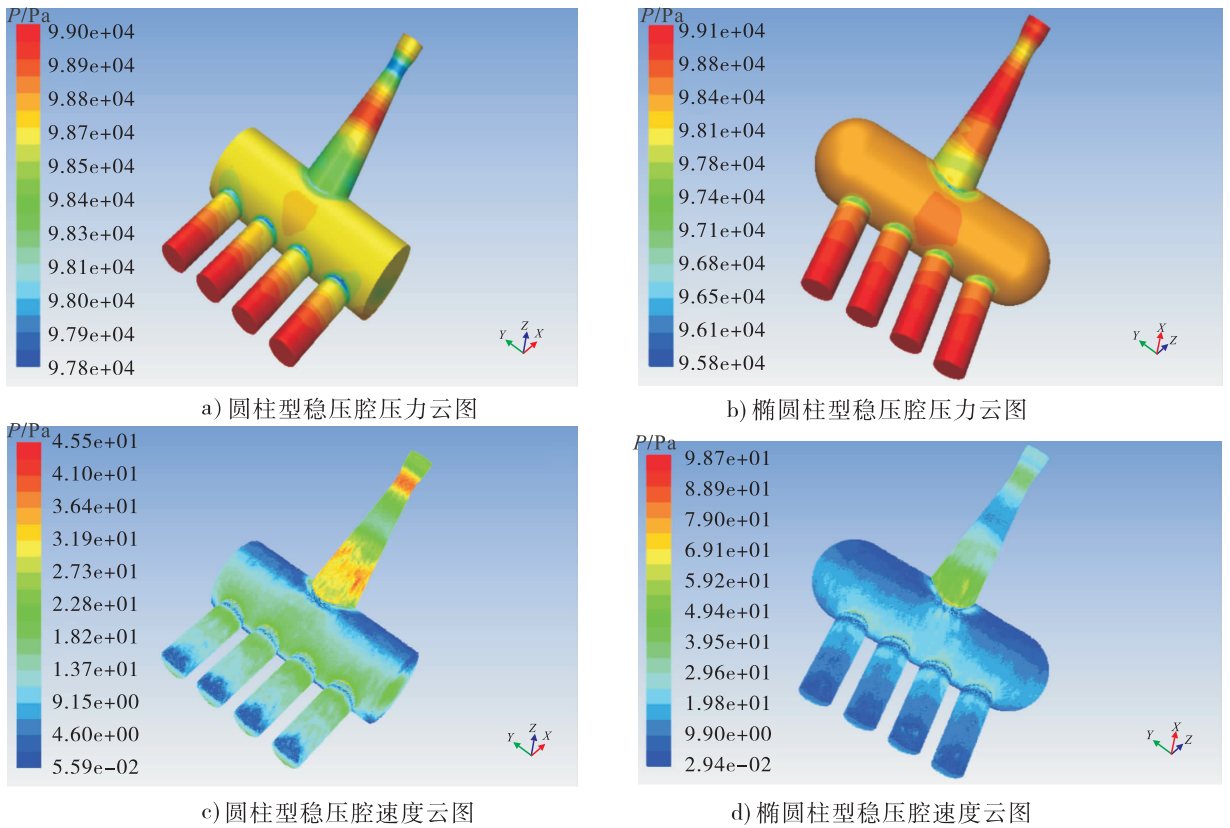


图6 稳压腔压力和速度云图

Fig. 6 Regulator cavity pressure cloud and velocity cloud

管流速更为均匀,发动机在工作过程中紊流的情况更好些,且进气管流速较圆柱型稳压腔更快些,确保有足够的进气,充气效率高.

综合比较两种方案,最终选择椭圆柱型稳压腔的进气模型结构,并对进气总管、稳压腔与进气歧管各连接处进行圆角过渡,以减少气体的局部阻力.

### 5 实验验证

出于对 FSAE 赛车整车的考虑,发动机的进气系统要求具备轻质、可靠、耐用、抗腐蚀等特性,因此采用生物降解材料 PLA 作为进气系统的材料,其具有质量轻、价格低、可塑性好和可降解等优点. 用 3D 打印机完成发动机进气系统的打印,用碳纤维对其包裹,最后完成进气系统的安装.

经路试,赛车发动机的性能有明显改善,在中低速时,发动机有较好的转矩,约 55 N · m;在中高速时,发动机充气效率相比之前提高了 5% ~ 10%,且运行更加平稳.

### 6 结论

本文针对 FSAE 赛车 CBR600 发动机,通过分析发动机进气能量损失的原因与部位,设定进气系统相关结构参数,创建赛车发动机二维模型,对进气系统进行优化设计. 得到如下结论.

1) 运用 GT-Power 软件模拟仿真进气总管长度和稳压腔容积对发动机指示转矩、充气效率和指示功率的影响情况,对比得出进气总管长度为 300 mm,稳压腔容积为 3.5 L 时,发动机进气性能最好.

2)用 Catia 软件完成 FSAE 赛车进气系统的建模,通过 Fluent 软件仿真两种不同形状稳压腔的进气系统,得出椭圆柱型的稳压腔进气系统性能更好.

3)对进气系统实物制作与安装,经路试验证,该结构的进气系统能很好地满足 CBR600 发动机进气需要,中高速时充气效率提高了 5% ~ 10% .

### 参考文献:

- [1] 彭才望. FSAE 赛车用发动机进气性能研究 [D]. 广州:广东工业大学,2013.
- [2] 庞圣桐,曾东建,付凯,等. FSC 赛车发动机进气系统设计[J]. 机械设计与制造,2015(2): 53.
- [3] 刘敏章,彭才望,肖林峰,等. FSAE 赛车发动机进气系统流场特性分析[J]. 汽车实用技术,2016(9):52.
- [4] 李志丰. FSAE 赛车发动机进气系统改进设计及流场特性分析[D]. 长沙:湖南大学,2008.
- [5] 李理光. 中国大学生方程式汽车大赛规则 2016 公示版[Z]. [出版地不详]:[出版者不详],2016.
- [6] 谢俊,郭洪毓,陈炜,等. 基于 ANSYS 和 Fluent 软件的导流管流场分析[J]. 机械设计与制造,2008(9):70.
- [7] 张欣欣,文健康,冯策,等. FSAE 赛车发动机进气系统优化设计[J]. 农业装备与车辆工程,2013,51(9):20.
- [8] LING J, TUN L T Y. CFD analysis of non-symmetrical intake manifold for formula SAE car [J]. SAE Technical Paper Series, 2006(1): 1976.
- [9] OHYAMA Y. Air/fuel ratio control using upstream models in the intake system[J]. SAE Technical Paper Series, 1999(1):0857.
- [10] HARTEN A, LAX P D, LEER B V. On upstream differencing and godunov type schemes for hyperbolic conservation laws[J]. SIAM Review, 1982,25(1):35.