

文章编号:1000-582X(2007)06-0010-05

基于数值模拟的螺旋进气道结构优化

胡玉梅^a,肖会芳^a,罗 丫^b

(重庆大学 a. 机械传动国家重点实验室,重庆 400030;b. 研究生创新基地,重庆 400030)

摘要:以实际产品为研究对象,将三维数值模拟方法应用于柴油机螺旋进气道的改进设计中。通过数值模拟,获得了该气道内气体的流速、压力及湍动能等特性参数的分布,并计算了出口处的流量系数和绕垂直轴线的转矩。结果表明:该气道的流通性能很好但产生涡流的能力还可以进一步提高;在三维流动分析基础上提出了一系列的改进措施;对比各种改进措施下的模拟计算结果,发现在不减小流量系数的前提下,适当地增加螺旋腔室定义曲线相对气门凸台中心线的距离和增大涡壳角相结合的方法可以明显提高产生涡流的能力,是一种有效而又合理的改进办法。

关键词:三维数值模拟;螺旋进气道;流场;流量系数

中图分类号:U262.11

文献标志码:A

进气道作为发动机进气系统的重要组成部分,其结构直接影响进入气缸的空气量、气体的速度分布及其湍流状况等,这些因素都直接关系到发动机的燃烧过程,从而影响发动机的经济性、动力性和排放性。因此,对发动机进气道内气体的流动特性进行分析对了解和研究发动机的工作性能是至关重要的。

传统进气道研发采用经验设计和稳流试验相结合的方法,研制周期长,且较难得到理想方案,已不能适应现代高性能发动机研制工作的需要^[1]。而应用CFD[计算流体力学(Computational Fluid Dynamics, CFD)]进行进气道的模拟计算,不仅能够提供试验研究不能提供的详尽信息,而且花费小、周期短、适用性强,能够在短时间内进行广泛的变参数研究。在发动机产品的开发阶段,应用CFD能准确找出气道结构不合理的部位,进行改进优化。笔者采用CFD方法对某柴油发动机进气道内的气体流动特性进行了分析,研究进气道的形状对气体流动特性的影响^[2]。

1 几何模型及网格划分

文中的研究对象是某汽车柴油机的螺旋进气道,通过试验研究发现,该进气道的充气效率比较大而进气涡流偏低,根据进气系统、喷油系统和燃烧室结构形状三者相互配合的要求,需对该进气道进行改进以适当降低充气效率而提高进气涡流比,满足整机对进气过程提出的要求。

其进气系统的参数如表1所示。螺旋进气道由导向部分、过渡部分和螺旋部分组成,图1为气道的三维几何模型,图2为气道的流体计算网格,网格划分工具为ANSYS公司的ICEM-CFD,由于螺旋进气道是截面曲率和面积均剧烈变化的复杂管道,结构特别复杂,因此选择采用非结构化四面体网格,它能很好地适应复杂几何形状的要求^[3];同时,为了更准确地模拟壁面处的气体流动,在壁面处进行了棱柱体网格划分。最终模型中四面体单元的个数为73 207,棱柱体单元的个数为31 368,总的单元个数为104 575,总的节点数为31 329。

表1 进气系统主要技术参数

参数	发动机型号	活塞行程 /mm	标定转速 /r·min ⁻¹	气缸直径 /mm	进气门数	气门座内径 /mm	进气门直径 /mm	进气道进口截 面积/mm ²
参数值	2 105	120	2 200	105	1	40	46	1 458

收稿日期:2007-01-17。

基金项目:重庆大学大学生创新基金项目资助。

作者简介:胡玉梅(1964-),女,重庆大学教授,主要研究方向为发动机及车辆现代结构强度分析与设计、多物理场仿真模拟,汽车碰撞仿真模拟与结构耐撞性设计(Tel)023-65111190;(E-mail)CDRhym@163.com。

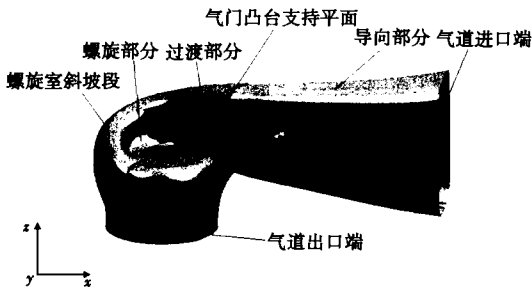


图1 进气道几何模型

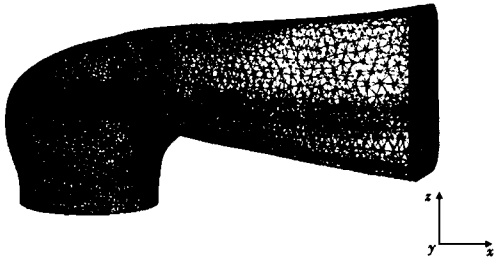


图2 进气道计算网格

2 数学模型

2.1 气体流动的控制方程

气道内气体流动的控制方程是由一组守恒的偏微分方程、热力学状态方程和湍流模型方程构成的^[4]。其中守恒的偏微分方程包括质量守恒方程(又称为连续性方程)、动量守恒方程以及能量守恒方程。

在 CFX 软件中提供了很多湍流模型,如:标准 $k-\varepsilon$ 模型, RNG $k-\varepsilon$ 模型,代数雷诺应力模型,剪切压力传输模型等。考虑到既要在一定程度上反映流动现象,又不能使湍流模型太过复杂,笔者决定采用经过验证的标准 $k-\varepsilon$ 双方程模型。

连续性方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} = 0. \quad (1)$$

动量方程

$$\frac{\partial \rho u_j}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho v_{\text{eff}} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right], \quad (2)$$

能量方程

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j h}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \rho \frac{G + \varepsilon}{c_p}. \quad (3)$$

热力学状态方程

$$\rho = \frac{MP}{RT}. \quad (4)$$

k 方程

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho \frac{v_{\text{eff}}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \rho G - \rho \varepsilon, \quad (5)$$

ε 方程

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho \frac{v_{\text{eff}}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \rho c_1 \frac{\varepsilon}{k} G - c_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (6)$$

其中

$$G = v_i \frac{\partial u}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad (7)$$

$$v_{\text{eff}} = \nu + \nu_t, \quad (8)$$

$$\nu_t = c_\nu k^2 / \varepsilon, \quad (9)$$

$$\lambda = \lambda_1 + \lambda_t, \quad (10)$$

式中: k 为湍流动能; ε 为湍动能耗散率; λ_1 为层流导热系数; λ_t 为湍流导热系数; v_{eff} 为有效运动粘性系数; ν 为运动粘性系数; ν_t 为湍流运动粘性系数; M 为气体的摩尔质量; R 为通用气体常数; x_i, x_j 为笛卡尔坐标, $i=1,2,3$ 分别代表 x, y, z 三个坐标方向; u_i, u_j 为 x_i, x_j 坐标方向的时间平均速度分量。

$k-\varepsilon$ 双方程模型中各湍流常数的标准值如表 2 所示。

表2 湍流常数的标准值

c_ν	c_1	c_2	σ_k	σ_ε
0.09	1.43	1.92	1.0	1.3

2.2 边界条件

文中计算区域的边界包括进口边界、出口边界和壁面边界。

1) 进口边界:采用速度边界条件^[5]

$$V_{\text{in}} = \frac{\frac{1}{4} \pi D^2 S n}{30 A_{\text{in}}}, \quad (11)$$

式中: D 为气缸直径 mm; S 为活塞行程 mm; n 为发动机标定转速 r/min; A_{in} 为气道进口截面积 mm^2 。

计算得

$$V_{\text{in}} = 52.24 \text{ m/s}, \text{ 方向垂直于进口边界。}$$

2) 出口边界:采用压力边界条件

设入口处的压力为一个大气压 $P_{\text{in}} = 101\,300 \text{ Pa}$, 气道的压力降根据实验的经验值取为 $\Delta P = 2\,500 \text{ Pa}$ ^[6], 则出口处的静压值为: $P_{\text{out}} = P_{\text{in}} - \Delta P = 98\,800 \text{ Pa}$ 。

3) 壁面边界:由于进气道一般都采用粗糙度较小的材料,因此在本文中进气系统的壁面采用无滑移的光滑壁面。

3 气道性能评价参数

通常采用无量纲流量系数和涡流比来评价气道的性能,采用 Ricardo 流量系数来评价气道流动阻力的大小,定义为流过气门座的实际空气流量与理论空气流量(无气门阻隔、摩擦)之比:

$$C_F = \frac{m}{\rho A v_0}, \quad (12)$$

$$v_0 = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}。 \quad (13)$$

式中: v_0 为出口处的理论速度; Δp 为气道压力降; m 为模拟计算时出口处的空气质量流量。

由于本次仅对进气道内的气体流动进行分析,没有涉及到气缸,涡流比无法获得,但为了对比改进前后进气道形成旋流的能力,可以计算出出口处气流绕垂直轴线的转矩或旋转角速度^[7]。

出口处绕垂直轴线的旋转角速度为:

$$\omega = \frac{2M}{mR^2}, \quad (14)$$

式中: R 为旋转半径; M 为模拟计算时气道出口处气流绕垂直轴线的转矩。

4 气道内部流场分析

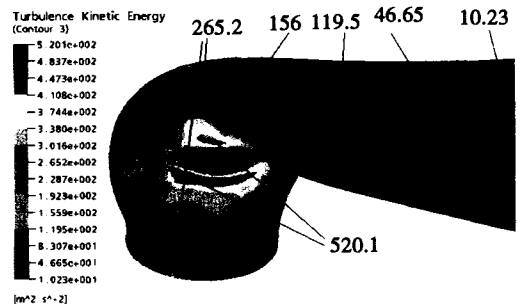
在上述的流场网格模型,数学模型以及边界条件的基础上,利用 CFX 软件对气道内的气体流动进行了稳态的模拟计算。由于气道的导向部分和过渡部分的形状比较规则,其内部的气体流动也相应的比较稳定,但气道螺旋部分的形状急剧变化,其内部的流场也相应的比较复杂,是进行改进工作的重点,因此,在对气道内部流场分析中重点考虑螺旋部分。

图 4(a) 是 $z=30$ mm 处(气道出口处 $z=7$ mm)水平截面上的速度矢量图,通过此速度矢量图可以直观的看到螺旋腔内部流体质点速度的大小和方向。

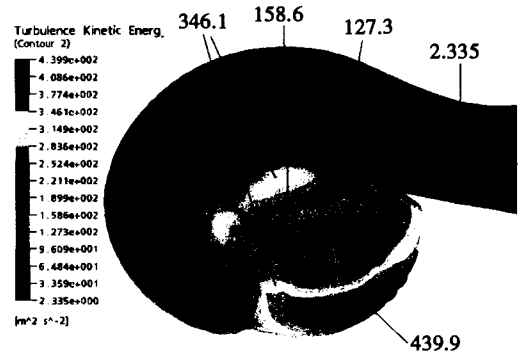
从图中可以看出:从气道外侧进入螺旋腔的气流最初在紧靠壁面的最外层旋转,当运动到与从气道喉口进入螺旋腔的气流交汇后,其旋转半径变小,速度值增大,但随着旋转运动的进行,其能量损失逐渐增大,旋转半径越来越小,同时到达中心的流体质点越来越少,速度也越来越小(在中心达到 0 了)。

图 3 是气道壁面及气道内部的湍动能等高面图。湍动能用来衡量湍流脉动程度的大小,湍动能越大说

明气流的脉动程度越大,即气体的运动越剧烈。



(a) 气道壁面的湍动能等高面图



(b) 气门凸台支持面($z=35$ mm)处的湍动能等高面图

图 3 气门的湍动能等高面图

从图 3 可以看出:气道的导向部分和过渡部分的湍动能都很小。该进气道较大的湍动能基本都在气门凸台支持平面处,即气流和壁面的作用是最强烈的。也就是说该进气道质量和动能交换最强烈的区域是气流碰壁处,同时也说明了该进气道螺旋腔内的气流交汇并不强烈。

根据模拟计算的结果,利用式(12)和(13)计算得该气道的流量系数为 0.931 6。

从上面的分析及计算结果可以看出:

1) 该进气道的流通性能已很好,其流量系数达到了 0.931 6,这点也可以从湍动能图中看出该进气道的局部阻力点很少,仅在气门凸台支持平面处出现较大的湍动能,其他部位的湍动能都很小。

2) 该进气道的气流交汇并不强烈,其产生涡流的能力可以进一步提高。

这 2 点与试验研究的结果是一致的。

5 改进措施及改进前后结果对比分析

基于上述计算及内部流场分析,并在发动机装配

允许的条件下,提出了以下的5种改进方案:

方案1,将螺旋段到凸台上平面间的距离由20 mm变为25 mm;

方案2,将螺旋腔室定义曲线相对气门凸台中心线的距离由由16 mm变为18 mm;

方案3,将1和2两种方案组合;

方案4,将涡壳角由175°变为195°;

方案5,将螺旋腔室定义曲线相对气门凸台中心线的距离由16 mm变为20 mm,同时将涡壳角由175°变为195°;各改进措施的三维流动分析结果如表3所示。

表3 各改进措施的计算对比表

方案	质量流量 /kg · s ⁻¹	流量系数	转矩 /N · m	旋转角速度 /rad · s ⁻¹
原气道	0.090 13	0.931 6	0.204	11 338
方案1	0.090 14	0.931 8	0.271	15 068
方案2	0.090 42	0.935 0	0.175	9 730
方案3	0.090 07	0.931 0	0.168	9 326
方案4	0.090 15	0.931 8	0.220	12 201
方案5	0.090 13	0.931 6	0.303	16 818

对比以上几种改进措施的计算结果,可以看到:与原气道相比,方案5的流量系数几乎没有改变,但出口处的转矩则增大了很多,即气道形成旋流的能力增加了,满足改进目标,因此选择方案5作为改进方案。

在选定改进方案的基础上,对改进后的气道进行了内部流场的模拟分析。图4给出的是改进前后z=30 mm处水平截面上的速度矢量对比图,从图中可以看出与改进前相比,速度的最大值由265.7 m/s变为319.1 m/s,其它部位的速度值相应的也增大很多,气流运动的速度变大,那么气流绕垂直轴线的转矩就会增加,由式(14)可知气道产生旋流的能力增加了。

图5是改进前后的气道内总压等高面对比图,从图中可以看出:螺旋室内压力的降低量减少了,在螺旋腔的上部特别明显。压力损失变小,那么充气效率就会增加,也即流量系数会增大。通常来说,涡流比的增加要以牺牲流量系数为代价,但从表3的计算结果来看:与原气道相比,所选方案(方案5)的流量系数没变,而涡流比却增加很多,这说明通过结构的优化改进,可以实现在不降低气道的流通性能的前提下,使其形成旋流的能力增强。

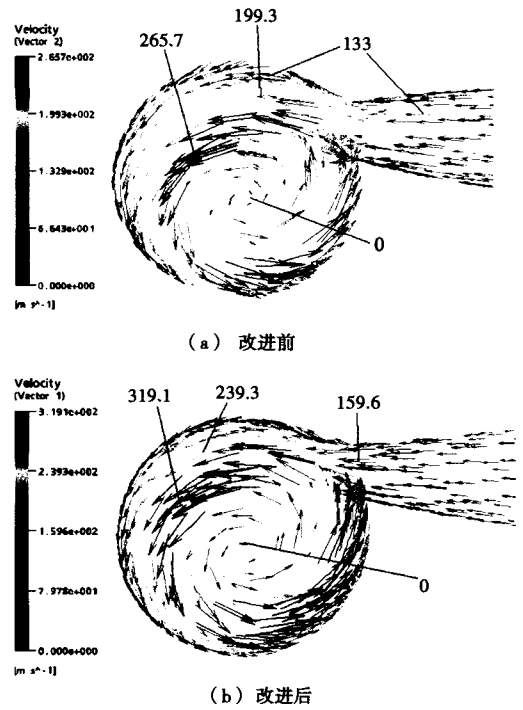


图4 改进前后z=30 mm处水平截面上的速度矢量对比图

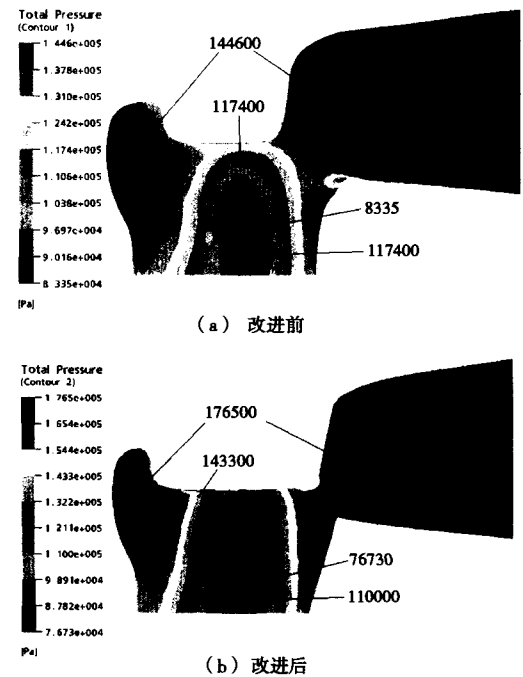


图5 改进前后螺旋腔中心竖直截面的总压等高线对比图

6 结论

1)根据三维数值模拟计算的结果对发动机进气道内的气体流动进行分析,找出气道性能的不足之处,从而提出改进措施。

2)本次的改进措施表明:对于螺旋进气道,在不

牺牲流量系数的前提下,适当地增加螺旋腔室定义曲线相对气门凸台中心线的距离和增大涡壳角可以明显提高产生涡流的能力。

参考文献:

- [1] 许元默,帅石金,王燕军,等. 发动机缸内数值模拟现状及发展方向[J]. 小型内燃机与摩托车,2002(5):36-41.
- [2] SUGIURA. Numerical analysis of flow in the induction system of an internal combustion engine-multi-dimensional calculation using a new method of lines [C] // SAE Paper 900255,1990.
- [3] O CONNOR J F, MCKINLEY N R. CFD Simulation of intake port flow using automatic mesh generation; comparison with laser sheet, swirl and LDA measurements for steady flow conditions [C] // SAE Paper 980129, 1998.
- [4] 陆宏圻. 流体机械与流体动力工程[M]. 武汉:武汉水利电力大学出版社,1998:1-24.
- [5] 董伟,杨红梅,吴琦,等. 小缸径直喷式柴油机螺旋进气道的设计[J]. 车用发动机,1999(4):27-32.
- [6] 周磊,赵长禄,张世鹰. 柴油机进气道三维仿真及优化[J]. 车辆与动力技术,2004(2):10-14.
- [7] 蒋德明著. 内燃机燃烧与排放学[M]. 西安:西安交通大学出版社,2004:418-434.

Optimization of Helix Intake Port Based on Numerical Simulation

HU Yu-mei^a, XIAO Hui-fang^a, LUO Ya^b

(a. Key Laboratory of Mechanical Transmission; b. Inno-Base for Graduates
Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: With numerical simulation, an analysis is done on the three-dimension air flow in the helix intake port of a diesel engine. The authors acquire the distribution of characteristic parameters of air in the port, such as velocity, pressure, turbulence kinetic energy, as well as the flow coefficient and rotate moment around the erect axes at the outlet. The results of simulation indicate that the negotiability of the port is very good while the ability of forming eddy can be enhanced, so several improve measures have been put forward. Comparing with simulation results of these measures, it finds out that the method of combining increase the distance between the definition curve of volute cavity and central line of valve protruding support as well as increase the eddy shell angle can obviously enhance the ability of forming eddy, which is an efficient and rational method.

Key words: three-dimension numerical simulation; helix intake port; flow field; flow coefficient

(编辑 张小强)