

螺旋进气道结构参数对缸内涡流比影响的研究分析

The Analysis of the Effects of the Structure Parameters of a Diesel Helical Intake Port on the Swirl Ratio

王 勇¹, 夏兴兰¹, 韩志玉^{2,3}, 王胜利¹, 陈大陆¹

(1. 中国第一汽车股份有限公司无锡油泵油嘴研究所, 无锡 214063;

2. 湖南大学 先进动力总成技术研究中心, 长沙 410082;

3. 湖南大学 汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 长沙 410082)

摘 要: 采用计算流体力学软件 Converge 对一款车用柴油机进行了气道和缸内流动的数值计算, 主要研究柴油机螺旋进气道结构设计参数对缸内涡流比的影响。通过修改螺旋进气道的三个主要结构设计参数, 研究了其对缸内涡流比的影响规律。结果表明: 当单独改变螺旋室高度、涡壳切割量以及螺旋进气道转角三个结构设计参数, 使其取值分别为 13mm、1.27mm 以及 0° 时, 缸内涡流比获得最大值; 同时修改多个结构设计参数时, 其对涡流比的影响存在相互制约的作用; 最后获得气道芯盒模型, 在稳流试验台上测试, 得出修改结构参数后的气道性能得到较大改善。

关键词: 柴油机; 螺旋进气道; 缸内涡流比; Converge; 稳流试验台

Abstract: To study the effects of the design parameters of a helical intake port on the in-cylinder swirl ratio for an automotive diesel engine, the transit port and in-cylinder flows were simulated by using the Converge CFD software. By varying the values of three main design parameters of the intake port, their effects on the in-cylinder swirl ratio were simulated and studied. The results showed that the in-cylinder swirl ratio achieved the maximum values when the spiral chamber height, the vortex shell cut-off amount and the helical intake port angle were separately changed to the values of 13mm, 1.27mm and 0 degree. The results also indicated that the effects of the parameters on the swirl ratio were not additive when multiple parameters were varied at the same time. Finally, by using the steady flowing test bench, the test data indicated that the function of the intake port was great improved through modify the structure parameters.

Key words: diesel engine, helical intake port, in-cylinder swirl ratio, Converge, steady flowing test bench

柴油机螺旋进气道结构参数对缸内涡流的产生有至关重要的作用, 合理的气道结构参数不仅能保证在进气过程中产生较强的涡流, 还能保证在压缩过程以及压缩上止点附近缸内都具有较强的涡流。通过与喷油时刻的匹配, 能保证在喷油燃烧时, 缸内具有最优的涡流比, 促进燃料与空气的混合, 提高缸内空气的利用率, 以达到改善发动机动力性、经济性以及排放性的目的^[1-2]。本文采用最新的三维 CFD 计算软件--Converge 进行数值研究, 分析了柴油机螺旋进气道的三个主要结构参数对缸内涡流比的影响, 实现了螺旋进气道多结构参数的数值研究, 并通过稳流试验台试验测试验证该计算结果。

1 基本情况

1.1 发动机参数

建立了一台高速柴油发动机的气道及燃烧三维模型，如图 1 所示。气道三维模型是通过三维激光坐标扫描仪扫描气道砂芯获取点云图，并导入三维建模软件中得到^[3]。该柴油机基本参数如表 1 所示。



图 1 气道及燃烧室三维模型

表 1 柴油发动机基本参数

型号	排量 /L	压缩比	燃烧室形状	进气方式	标定功率 /kW	最大扭矩 /N·m
直列 4 缸	1.6	18.1	直喷 ω 燃烧室	增压中冷	80 (4000r/min)	230 (2000r/min)

1.2 三维模拟计算软件

本文采用了最先进的三维计算流体力学软件--Converge 进行 CAE 研究。其不同于传统的 CFD 软件之处，在于它的计算网格是在计算过程中自动生成，无需用户提前画出计算网格，从而为用户节省了大量网格制作时间。在使用 Converge 时，用户只需将制作的 STL 格式的几何文件导入 Converge 的前处理软件中进行简单的几何检查和边界设置即可^[4]。

2 涡流比与进气流量系数的计算

1) 涡流比计算

涡流比 SR 的计算公式为^[4-5]：

$$SR = \frac{\Omega_{flow}}{\Omega_{crankshaft}} \quad (1)$$

式中： Ω_{flow} 为缸内气体的角速度，r/min； $\Omega_{crankshaft}$ 为发动机的曲轴转速，r/min。本文利用 Converge 计算软件可直接获得缸内涡流比的大小。

2) 进气流量系数

Ricardo 无量纲流量系数 C_F ^[6-7]：

$$C_F = \frac{Q}{nA_v V_0} \quad (2)$$

$$V_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad (3)$$

$$A_V = \frac{\pi \cdot d_V^2}{4} \quad (4)$$

式中： Q 为试验测得的实际空气体积流量， m^3/s ； n 为进气门数目； V_0 为理论进气速度或速度头， m/s ； A_V 为气门座内截面积， m^2 ； d_V 为气门座内径， m ； ΔP 为进气道压差， Pa ； ρ 为气门座处气体的密度， kg/m^3 。

3 数值模型标定

3.1 边界条件的确定

在发动机台架上进行 2000 转倒拖试验并测得相关试验数据。模拟计算发动机的工作范围设定为进气阀开启前 10° 至压缩上止点后 20° ，则对应的曲轴转角范围为 -386° 至 20° 。根据倒拖试验测定的缸压、温度等，设定 -386° 时刻发动机的边界条件如表 2 和表 3 所示。

表 2 边界条件 1

进气温度 /k	进气压力 /kPa	缸内温度 /k	缸内压力 /kPa	排气温度 /k	排气压力 /kPa
325.8	124.2	352	245.2	342.8	196.5

表 3 边界条件 2

活塞温度 /k	气缸温度 /k	缸盖温度 /k	进气阀温度 /k	进气道壁面温度 /k	排气阀温度 /k	排气道壁面温度 /k
380	353	353	353	343	370	370

3.2 模型标定

将数值计算的发动机缸压与倒拖试验所得到的实验缸压进行对比，如图 2 所示。由图 2 可以看出：在开始时刻计算缸压和实验缸压存在微小的波动，之后计算缸压和实验缸压十分吻合。在压缩上止点时刻，计算缸压略高于实验缸压，计算的最大缸压（5.8121Mpa）比实验的最大缸压（5.7184Mpa）高 1.6%。因此，可以认为：数值模型能很好的反应实际发动机的工作情况，可以使用此数值模型进行下一步的研究。

4 调整结构参数的数值模拟研究

4.1 结构参数确定

获得螺旋进气道的二维工程图，并进行适当简化，得出螺旋进气道主要结构参数，如图 3 所示。

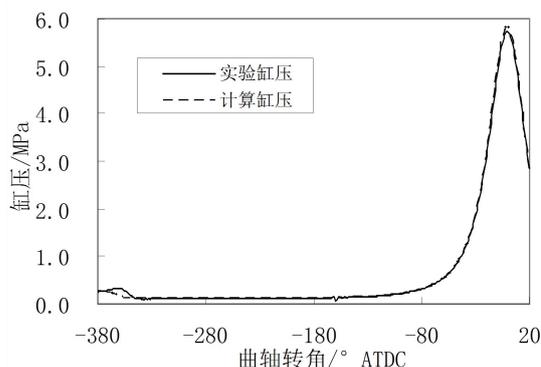


图 2 计算缸压与试验缸压对比

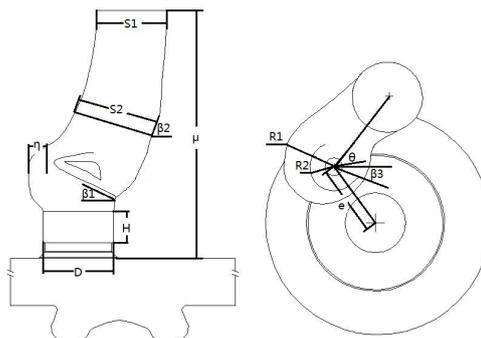


图 3 螺旋进气道主要结构参数

结构参数包括：涡壳切割量 (η)、气道入口截面积 (S_1)、气道最小截面积 (S_2)、螺旋底坡角 (β_1)、螺旋坡角 (β_2 ，气道最小截面的法线与水平面的夹角)、螺旋室高度 (H)、螺旋室直径 (D)、螺旋进气道高度 (μ)、涡壳半径 (R_1 、 R_2)、螺旋进气道转角 (θ)、螺旋进气道偏心距 (e) 以及涡壳转角 (β_3)。本文主要研究螺旋室高度 (H)、涡壳切割量 (η) 以及螺旋进气道转角 (θ) 改变对缸内涡流比的影响。

4.2 参数 H 的影响

如图 4 所示，结构参数 H 为螺旋进气道的螺旋室高度，通过三维造型软件改变 H 的取值，分别取 $H_1=7\text{mm}$ 、 $H_2=7.5\text{mm}$ 、 $H_3=10.5\text{mm}$ 、 $H_4=13\text{mm}$ 以及 $H_5=13.5\text{mm}$ 。计算得出结构参数 H 不同取值时的缸内涡流比，如图 5 所示。对比参数 H 不同取值的进气量，如图 6 所示。

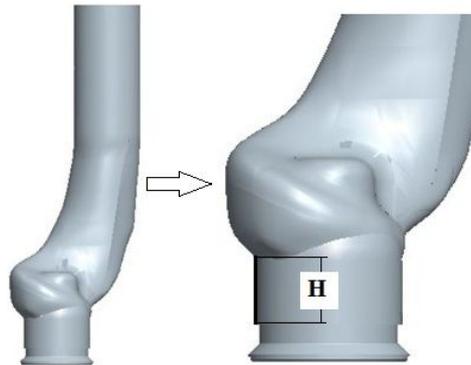


图 4 螺旋进气道结构参数 H

由图 5 可以看出，在整个压缩过程中，缸内涡流比成先减小后在上止点附近快速增大，达到一个峰值以后再减小的过程^[8]。原因是：在压缩过程中，随着活塞的上移，进气初期形成的缸内涡流受压而减弱，从而使涡流比降低；当接近上止点时，缸内气体被强制压入燃烧室，气体旋转半径减小并产生挤流，从而使缸内涡流增强，涡流比增大并在上止点附近达到最大值；随着活塞下移，缸内气体从燃烧室内流出，气体旋转半径再次增大，缸内涡流减弱，涡流比减小。同时，可以看出随着参数 H 取值的增加，缸内涡流比整体上成先减小后增大再减小的规律，并在 $H=13\text{mm}$ 时，缸内涡流比获得最大值。可以得出：结构参数 H 与缸内涡流比之间存在非线性的相关关系，存在一个最佳 H 取值，使涡流比具有最大值。

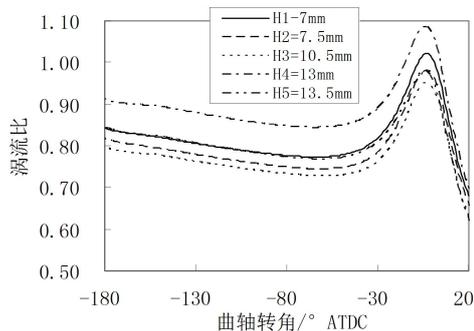


图 5 参数 H 不同取值时的涡流比

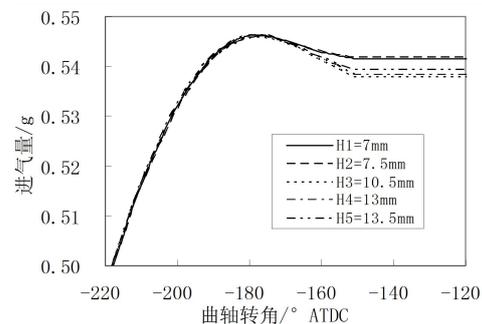


图 6 参数 H 不同取值的进气量

继续分析图 5 可知，改变结构参数 H 的取值，对 -20° 和 0° 时刻的涡流比影响较大，而对 20° 时刻缸内涡流比的影响不明显。因此， -20° 和 0° 时刻的缸内涡流比对结构参数的变化较敏感，结构参数的微小变动，都会影响此时的缸内涡流比，而 20° 时刻的缸内涡流经过了上止点的压缩过程，对结构参数的变化已经不那么敏感了。

由图 6 可知, 虽然 H 的取值不断增加, 但进气量的变化却不明显。在 -120° 时刻, 缸内进气量最大值与最小值之间相差 0.72%, 因此, 可以认为: 结构参数 H 的改变对进气量没有影响。

4.3 参数 η 的影响

涡壳切割量对缸内涡流比有一定的影响, 因此, 取结构参数 η 为涡壳切割量, 如图 7 所示。通过修改使其取值分别取 $\eta_0=0\text{mm}$ 、 $\eta_1=1.27\text{mm}$ 、 $\eta_2=2.54\text{mm}$ 。

计算得出结构参数 η 不同取值时的缸内涡流比, 如图 8 所示。对比参数 η 不同取值的进气量, 如图 9 所示。

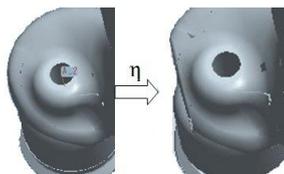


图 7 结构参数 η

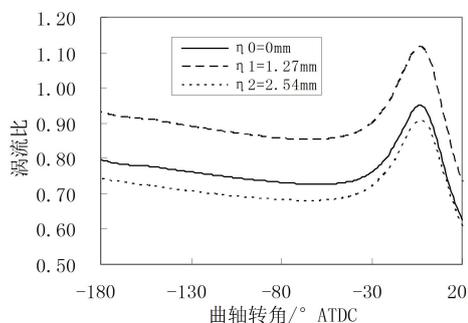


图 8 参数 η 不同取值的涡流比

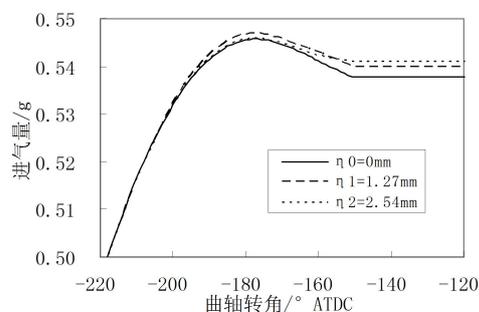


图 9 参数 η 不同取值的进气量

由图 8 可以发现, 随着参数 η 的增大, 缸内涡流比先增大后减小。在 $\eta=1.27\text{mm}$ 时, 涡流比在 -180° 至 20° 曲轴转角之间都具有最大值, 且其最大涡流比 ($1.1148, -4^\circ$) 比 $\eta=0\text{mm}$ 的最大涡流比 ($0.9506, -3^\circ$) 高 17.3%; 同时, 在 -20° 和 0° 时刻, $\eta=1.27\text{mm}$ 的涡流比比 $\eta=0\text{mm}$ 时高 17.9% 和 17%。随着 η 值的继续增大, 缸内涡流比降低, 并低于 $\eta=0\text{mm}$ 的涡流比。

由图 9 可知, 虽然参数 η 的取值不断增加, 但进气量的变化却不明显。在 -120° 时刻, 缸内进气量最大值与最小值之间相差 0.58%, 因此, 可以认为: 结构参数 η 的改变对进气量没有影响。

4.4 参数 θ 的影响

以进气阀的轴线为轴, 进气阀的轴心与进气道入口截面的中心连线, 绕此轴旋转的角度为 θ , 如图 10 所示。设气道初始位置的 θ 角度为 0° , 且顺时针旋转为+, 逆时针旋转为-。通过三维建模软件修改 θ 的取值, 分别取 -15° 、 -10° 、 -5° 、 $+5^\circ$ 、 $+10^\circ$ 以及 $+15^\circ$ 。

计算得出缸内涡流比, 如图 11 所示。对比参数 θ 不同取值的进气量, 如图 12 所示。

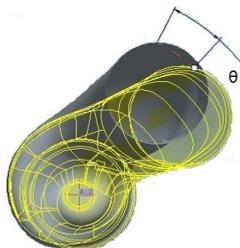


图 10 结构参数 θ

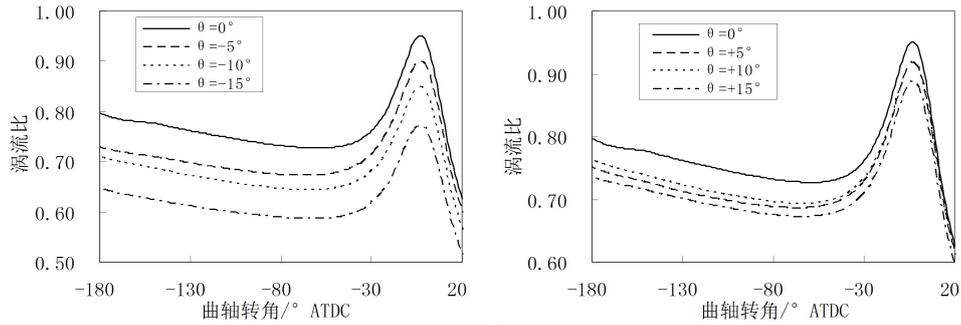


图 11 参数 θ 不同取值的涡流比

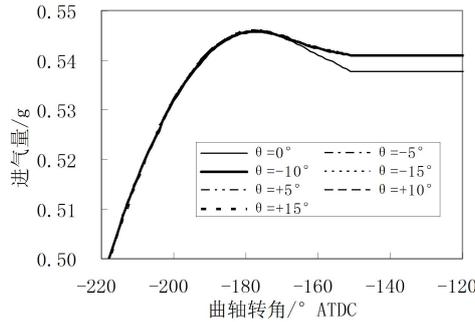


图 12 参数 θ 不同取值的进气量

由图 11 可以看出，无论是顺时针旋转还是逆时针旋转，缸内涡流都降低，且顺时针旋转降低的程度要远小于逆时针旋转降低的程度，同时随着旋转角度的增大，涡流比下降的速率也逐渐增大。根据不同的 θ 取值，可以得出初始位置时螺旋进气道所处的 θ 角是使缸内涡流比为最大值的最佳角度。

从图 12 可以看出，无论 θ 的取值如何变化，进气量的变化却不明显。在 -120° 时刻，缸内进气量最大值与最小值相差 0.6%，因此，可以认为：结构参数 θ 的改变对进气量没有影响。

5 调整多个结构设计参数的研究

为研究多个参数改变时，对缸内涡流比的影响，分别同时改变两个参数和三个参数，设置 5 个 Case 的模拟计算，如表 4 所示，为每个 Case 中各参数的取值。

表 4 各 Case 参数取值

名称	H (mm)	η (mm)	θ ($^\circ$)
Case1	10.5	0	0
Case2	13	1.27	0
Case3	12	1.27	0
Case4	13	1.27	+10
Case5	13	1.27	-10

其中，Case1 的参数取值为所研究发动机螺旋进气道结构的实测值；Case2 的参数取值是将各参数调节到使涡流比为最大值的参数取值；Case3 的参数取值是保持 Case2 中 η 和 θ 的取值不变，调整 H 的取值；Case4 和 Case5 的参数取值是保持 Case2 中 H 和 η 的取值不变，调整 θ 的取值。

按表 4 所示，修改结构参数后导入计算，得到 5 个 Case 的涡流比，如图 13 所示。对比 5 个 Case 的进气量，如图 14 所示。

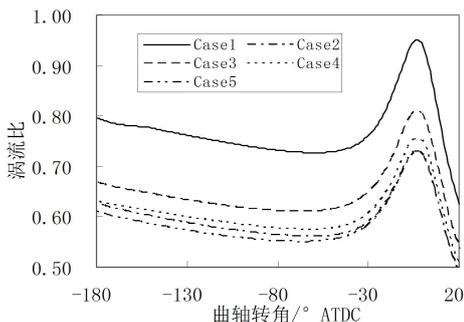


图 13 5 个 case 的涡流比

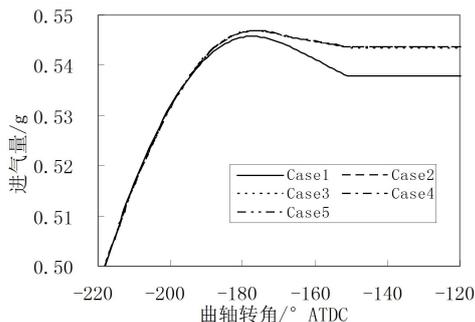


图 14 5 个 case 的进气量

比较图 13 中的 Case1 和 Case2 可以发现,虽然分别单独调节 $H=13\text{mm}$ 或 $\eta=1.27\text{mm}$ 时能使涡流比达到最大值,但当同时调整 H 和 η 时,并没有使涡流比得到提高。因此,可以认为:各结构参数对涡流比的影响效果不是简单的相互叠加,而是存在相互制约、相互抵消的作用。在此基础上,对比分析 Case2 和 Case3,在保持 η 和 θ 取值不变的情况下,适当调整 H 的取值时,发现 Case3 的涡流比得到一定幅度的提高,但整体上仍小于 Case1 的涡流比。同样,对比分析,Case2 和 Case4、Case5 可以发现,在保持 H 和 η 取值不变的情况下,调整 θ 的取值,涡流比较 Case2 有增大也有减小,但变化幅度没有调整参数 H 明显。

通过上面的分析,可以得出:缸内涡流比是各结构参数相互作用的结果,各结构参数之间存在相互制约的作用。欲使缸内涡流比得到优化,必须准确了解各结构参数与涡流比的相关关系,通过分析相关关系可以得出优化缸内涡流比的各参数取值。

分析图 14 可以看出,在各种情况下进气量的变化都不大。在 -120° 时刻,缸内进气量最大值与最小值相差 1.1%,因此,可以认为:在误差允许的范围内,本文中所讨论的结构参数改变对进气量影响不大。

6 稳流试验台测试分析

在实际测试过程中,动态的测量缸内涡流比在压缩过程中的变化规律是较难实现的,但是通过稳流试验台测试气道在不同气门升程下的涡流比和流量系数的技术已经相当成熟。

如图 15 所示,为中国第一汽车股份有限公司无锡油泵油嘴研究所具备的稳流测试试验台示意图,如图 16 所示,为涡流测量装置示意图。无锡油泵油嘴研究所在气道开发研究方面具有十几年的历史并在气道开发方面具有一支经验丰富的研发团队。

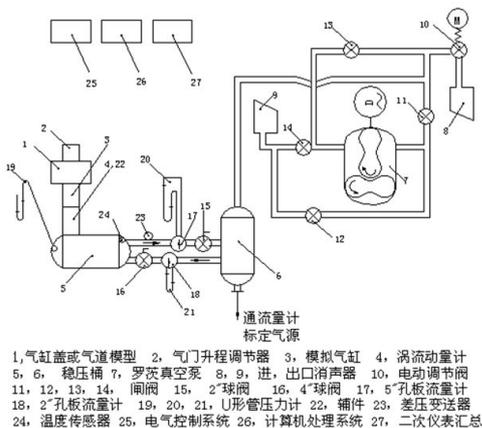


图 15 稳流测试试验台示意图



图 16 涡流测量装置示意图

针对表 4 中的 Case1 和 Case5 获得相应的气道芯盒模型, 并加工出气道芯盒, 将气道芯盒模型置于稳流试验台上测试缸内涡流比与流量系数。

试验测量值为稳流试验台测量数据, 与模拟计算的动态涡流比变化规律存在一定的差别。但测量显示通过修改结构参数后, Case5 的稳流试验台测试性能明显高于 Case1, 也就是说原气道的性能参数得到较大提高, 同时该测量结果也与模拟计算显示的性能变化保持了一致性, 从而证明了采用该数值模拟计算方法对实际生产中改善气道性能具有指导性的意义。

7 结论

1 本文讨论的螺旋进气道结构参数的改变对进气量的影响较小, 而对缸内涡流比的影响较大。当分别单独修改螺旋室高度、涡壳切割量以及螺旋进气道转角为 13mm、1.27mm 以及 0° 时, 缸内涡流比得到大幅度的提高, 并取得最大值。

2 分析了发动机缸内涡流比的动态变化情况, 研究了对燃烧有意义的时间段 (-20° 、 0° 和 20°) 的缸内涡流比, 其结果比稳流试验台的结果更反映发动机的实际工作过程, 更真实合理。

3 同时改变多个结构参数对缸内涡流比的影响比较复杂, 各参数之间的作用效果不是简单的相互叠加的, 而是相互制约的。

4 采用三维计算流体力学软件 Converge, 可以较方便地实现螺旋进气道多结构参数的数值研究和优化, 通过与稳流试验台测量数据对比, 认为该模拟计算方法对气道的设计有重要的指导意义。

参考文献

- [1] 周龙保. 内燃机学[M]. 第三版. 北京: 机械工业出版社, 2011.
Zhou L B. Internal Combustion Engine Theory [M]. Third Edition. Beijing: China Machine Press, 2011.
- [2] 蒋德明. 内燃机燃烧与排放学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
Jiang D M. Internal Combustion Engine Combustion and Emissions [M]. Xi'an: Xi'an Jiao Tong University Press, 2001.
- [3] 王天友, 刘大名, 沈捷, 等. 四气门柴油机进气道开发[J]. 内燃机工程, 2008, 29 (2): 51-55.
Wang T Y, Liu D M, Shen J, et al. Development of Intake Ports of Four-Valve Diesel Engine [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2008, 29 (2): 51-55.
- [4] Richards, K. J., Senecal, P. K., and Pomraning, E., CONVERGE™ (Version 1.3), Convergent Science, Inc., Middleton, WI (2008).
- [5] 吴克启, 舒朝晖, 等. 高等流体力学[M]. 北京: 中国电力出版社, 2009.
Wu K Q, Shu C H, et al. Advanced Fluid Mechanics [M]. Beijing: China Electric Power Press, 2009.
- [6] 周俊杰, 徐国权, 等. FLUENT 工程技术与实例分析[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2010.
Zhou J J, Xu G Q, et al. FLUENT Engineering Techniques and Examples Analysis. Beijing: China WaterPower Press, 2010.

- [7] 邱卓丹, 沈捷. 直喷式柴油机螺旋进气道性能试验及评价方法[J]. 内燃机工程, 2005, 26(3): 27-30.
Qiu Z D, Shen J. Helical Inlet Port Test and Evaluation Method for Direct Injection Diesel Engine[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2005, 26(3): 27-30.
- [8] F. Payri, J. Benajes, X. Margot. CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection Diesel engines[J]. Computers & Fluids 33 (2004) 955-1021