

性能与排放

GP210 稀燃天然气发动机缸内流动与燃烧模拟分析

胡永安, 杨润岱, 唐 中, 赵新武

(重庆普什机械有限责任公司, 重庆 400050)

摘 要: 基于流动、传热、化学反应及湍流燃烧分析, 对 GP210 稀燃天然气发动机进行了三维流动与燃烧模拟计算。模拟计算结果和试验数据的比较显示: 二者偏差在 5% 以内, 表明模拟计算较准确可靠。对模拟计算结果进行分析, 提出了该机型缸内气体流动及燃烧的优化方向, 为后续提高效率、降低排放提供了理论依据。

关键词: 天然气发动机; 稀燃; 模拟

中图分类号: TK432 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2017)01-0011-05

The In-cylinder Flow and Combustion Performance Simulation of GP210 Lean-Burn Natural Gas Engine

Hu Yongan, Yang Rundai, Tang Zhong, Zhao Xinwu

(Chongqing PUSH Mechanism Co., Ltd., Chongqing 400050)

Abstract: On the basis of flow, heat transfer, chemical reaction and turbulence combustion analysis, the combustion simulation of GP210 lean-burn natural gas engine was conducted. The combustion simulation results were compared with the test results, which showed that the deviation was less than 5%, and indicated that the simulation was accurate and reliable. Analysis was carried out on the simulation results and the optimization direction of in-cylinder gas flow and combustion was suggested, which offered theoretical basis for efficiency improvement and emissions reduction.

Key words: natural gas engine; lean burn; simulation

0 引 言

以甲烷为气体燃料的发动机因具有抗爆性好、活化能高、排放低、着火范围宽等优势越来越受到重视与推广。新能源发动机如瓦斯发动机、生物质发动机、垃圾处理气发动机等, 采用的燃料大部分都含有甲烷。在全球排放法规控制越来越严格的形势下, 稀燃天然气发动机已成为代用燃料发动机的首选目标。

甲烷燃烧反应为链式化学反应, 具备链式反应的一般特点 (有感应期、爆炸界限, 受杂质影响大), 甲烷燃烧反应感应期长, 着火温度高, 相对火焰传播速度慢, 使得燃烧持续期长。当反应物浓

度降低时火焰传播速度先增加后减小, 过稀时, 后燃严重, HC 排放增加。稀燃系数过大时, 点火困难, 着火后缸内流场过强则容易导致火焰被吹灭, 因此合理的流动、燃烧参数是高效率、低排放燃气发动机必备的条件之一。燃烧稳定性是机组稳定性的内核, 一旦燃烧不稳定则很难满足发动机最终额定功率的要求值, 因此, 了解发动机缸内流动、燃烧、排放的各项性能参数对发动机的性能优化具有指导意义。

本文使用三维流动燃烧程序, 对公司研发的 GP210 稀燃天然气发动机的缸内流动、燃烧及排放进行模拟计算与分析, 并通过试验对该结果进行验证。

收稿日期: 2016-02-09; 修回日期: 2016-11-08

作者简介: 胡永安(1978-), 男, 工程师, 主要研究方向为大功率中速燃气机的开发与性能优化, E-mail: huyongan2000@sina.com。

1 GP210 稀燃天然气发动机计算模型

1.1 计算模型控制域的选取与建模

GP210 燃气机主要参数参见表 1。该发动机燃烧室、充排气系统由活塞顶和缸头进、排气道组成。进气道由一个螺旋气道和一个切向气道组成，排气道由两个切向气道组成；活塞顶采用通用浅 ω 型顶面设计。螺旋气道在充气过程中会形成涡旋，进气道涡旋，相对湍流燃烧而言，具有形成大涡流的作用，在湍流燃烧模型中表现为动能项，该项在整个流动和燃烧过程中很难被破坏。因此，气道涡流比较大时，如果燃烧室不采用特殊设计，则缸内进气、压缩、做功行程都会一直伴有该涡流。

表 1 GP210 燃气机主要参数

型式	单点、预混、增压、中冷直列
缸径/mm	210
行程/mm	320
缸数	6/9
有效效率	40%
单缸排量/L	11.08
压缩比	11:1
额定功率/kW	800/1 200
额定转速/(r·min ⁻¹)	1 000
过量空气系数	1.6
缸压曲线	实测曲线
增压压力/MPa	0.231

使用三维造型程序对 GP210 燃气机充排气系统和燃烧室进行流体域建模。在建立流动计算三维模型时须合理选择流场进、出口的边界位置。建完的模型通过中间格式导入三维燃烧流动程序，进行网格划分以及边界条件设置。GP210 燃气机三维流动燃烧模型如图 1、图 2 所示。

1.2 气体流动控制方程

发动机缸内流动的雷诺数较大，为典型的湍流运动。对湍流运动而言，计算域内各点速度随时间变化。本文选取由 Yakhot 和 Orzag 提出的 RNG $k-\varepsilon$ 两方程雷诺数平均法涡黏运动模型进行湍流计算。该模型在计算湍流运动时，对湍动黏度进行了修正（考虑平均流动中的旋转及旋流情况），同时在计算湍流耗散率 ε 时，还增加了时均应变力的计算，因此，可更好地处理高应变率及流线弯曲程度较大的流动。

气体流动控制方程的通用表达式为：

$$\frac{\partial(\rho\Phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho u\Phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad}\Phi) + S \quad (1)$$

展开形式为：

$$\frac{\partial(\rho\Phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u\Phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v\Phi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w\Phi)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma \frac{\partial\Phi}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\Gamma \frac{\partial\Phi}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\Gamma \frac{\partial\Phi}{\partial z}) + S \quad (2)$$

式中： ρ 为气体密度，(kg·m⁻³)； x 、 y 、 z 分别为坐标轴方向； u 、 v 、 w 分别为沿 x 、 y 、 z 方向的速度，(m·s⁻¹)； Φ 为通用变量，可以代表 u 、 v 、 w 、 T 等求解变量； Γ 为广义扩散系数； S 为广义源项。式 (2) 中第一项为瞬态项，第 2~4 项为对流项，第 5~7 项为扩散项，第 8 项为源项。针对具体的连续方程、动量方程、能量方程、组分方程， Φ 、 Γ 、 S 为具体形式或固定值。使用湍流模型时通量由两个流动叠加而成，一是时间平均流动，二是瞬时脉动流动，即瞬态流动通量可以用 $\Phi = \bar{\Phi} + \Phi'$ 表示，用 $u = \bar{u} + u'$ 、 $v = \bar{v} + v'$ 、 $w = \bar{w} + w'$ 进行代替。



图 1 燃烧模型轴侧三维



图 2 燃烧模型剖视三维

1.3 甲烷化学反应方程式及湍流火焰传播模型

本文计算燃烧传热时采用 sage 详细化学反应方程式进行求解。近年的研究提出：甲烷的详细燃烧机理由 227 个基元反应和 49 个组分组成。本文对详细化学反应影响较小的组分及基元反应进行了简化，简化后的化学反应组分为 48 种，基元反应为 152 个，其中 4 种组分和 13 个基元反应用于 NO_x 计算。 NO_x 计算选用 Zeldovich 模型，碳烟计算选用 Hiroyasu Soot 模型。该机为单点预混合火花点火式燃气机，故使用湍流预混火焰传播模型进行

湍流扩散燃烧计算。燃烧是强烈的化学反应过程,燃烧产物的温度会上升至未燃混合气温度的 6~7 倍。化学反应速率是温度的指数,且活化能大,火焰集中在很薄的层中传播。火焰传播受湍流强度和尺度的影响,湍流尺度大时火焰面会发生褶皱,大大增加单位时间内混合气的反应量;当湍流长度小于火焰面厚度时,湍流涡旋会伸到火焰面内部,使火焰面结构发生变化,这种变化可能导致火焰熄灭。

1.4 计算网格划分及边界条件设定

本文采用自动划分计算网格,网格离散使用有限体积法。自动划分网格由三部分组成,分别为基础网格、自适应式网格加密以及固定网格。基础网格为计算域全局的基本网格控制尺寸;自适应式网格加密用于捕捉压力场、温度场变化梯度大的区域并进行网格自动加密;固定网格为对特别关注区域如气阀面、点火火核周围区域进行的很细的网格划分。通过采用上述网格划分方式可明显提高计算的准确度,该种网格划分方法不须要对计算模型的边界面进行简化,可保证模型的高度精准性。模型计算过程中的网格数变化如图 3 所示;点火前计算域中心平面网格划分如图 4 所示,最大网格单元数规模为 48 万左右。

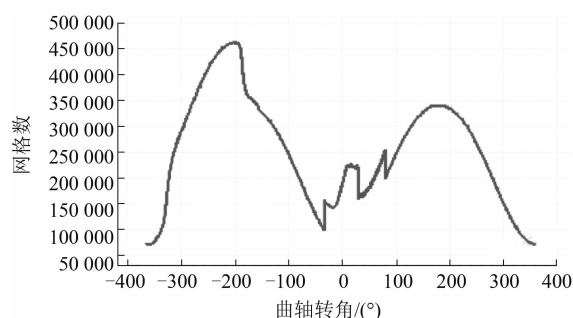


图 3 计算过程网格数变化

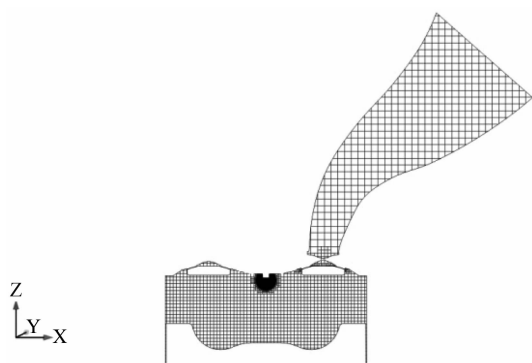


图 4 点火前气缸中心切片网格分布

边界条件设置采取样机试验数据及经验值结合的方式。计算将燃烧流动三维模型划分为进气组

件、排气组件、缸内组件 3 个组件,共计 14 个小部件;进、排气压力、组分、温度按试验值输入,缸内组件边界温度按经验值输入,点火性能参数按厂家设计及实测值输入,凸轮型线数据按实际值输入。

2 模拟计算结果与试验数据分析

GP210 稀燃天然气发动机的额定转速为 1 000 ($r \cdot \min^{-1}$),额定功率为 800/1 200 kW。在额定工况时对模拟计算关注的必要数据进行测试,将测试结果与模拟结果进行对比。额定工况时,在试验台安装进口高精度水冷缸压传感器,通过数据传输、显示、记录、处理对缸压曲线进行标定。待额定功率稳定后,40 个循环内实测缸压平均峰值为 10.92 MPa,模拟计算缸内压力峰值为 10.97 MPa,详细缸压对比如图 5 所示。从图 5 可知计算值与实际值基本吻合,表明计算模型准确度较高。缸内放热率模拟曲线如图 6 所示。通过气缸盖多气门进气道的吹缸试验,测得 Ricardo 和 FEV 最大涡流强度分别为 0.58 和 1.7;Ricardo 平均涡流比为 0.92,FEV 平均涡流比为 1.82。Ricardo 涡流比表征气道本身的涡旋能力,而 FEV 涡流比表征气缸内的涡流比。进气道及缸内涡流模拟结果如图 7、图 8 所示,进气道涡流比最大为 0.96,缸内最大涡流比为 1.73,相对于测量值的偏差分别为 4.3% 与 4.9%。输出功率采用水力测功机标定,燃气流量使用高精度涡轮流量计标定,过量空气系数采用氧浓度传感器及高精度尾气分析仪标定,主要温度压力传感器均使用进口高精度传感器。

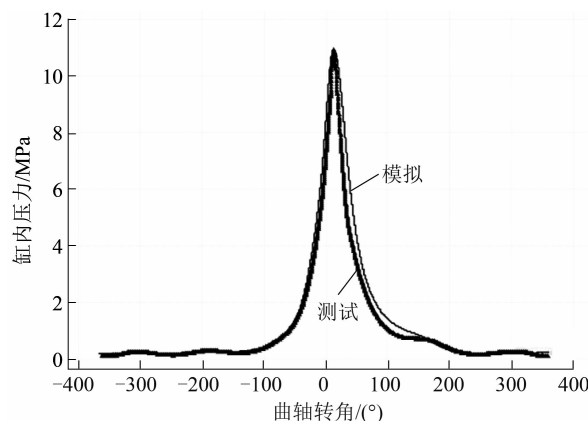


图 5 模拟计算缸压与实测缸压对比

其余主要参数对比结果如表 2 所示。

试验数据与模拟数据对比显示:模拟结果与试验结果偏差在 5% 以内,表征模拟计算准确度较高。在此基础上对试验无法分析的三维流场及燃烧

火焰传播进行模拟分析, 根据模拟结果找出该机型可优化的项, 为后续组织合理的流动分布及燃烧引导奠定基础, 从而提高机组效率, 降低排放。

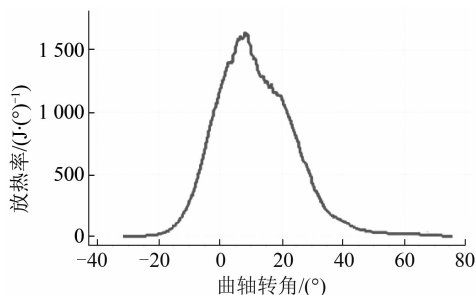


图6 气缸内燃烧放热率模拟曲线

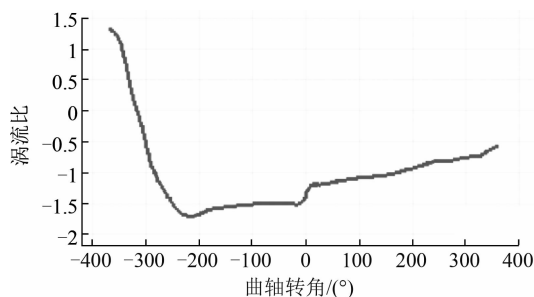


图7 气缸内涡流比

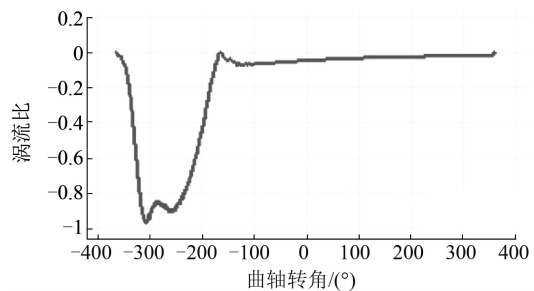


图8 进气道涡流比

表2 GP210 稀燃天然气发动机主要性能参数模拟值和试验值对比

额定工况	模拟值	试验值	偏差
有效效率	40.2%	40%	0.5%
输出功率/kW	803	800	0.38%
燃气消耗量/(Nm³·h⁻¹)	206	208	0.96%
总管排气温度/℃	602	620	2.9%
NO _x 排放量/(g·cyc⁻¹)	3.45	3.5	1.43%
过量空气系数	1.602	1.6	1.25%

缸内湍动能及缸温模拟曲线如图9、图10所示。缸内湍动能是湍流强度的表征, 湍动能越大火焰面褶皱就越大, 这种火焰面褶皱可加速燃烧。缸温与NO_x排放有直接关系, 缸温越高, 持续时间越长, 氧气浓度越富有, 越容易产生NO_x, 故稀燃是控制天然气发动机NO_x排放的有效途径。

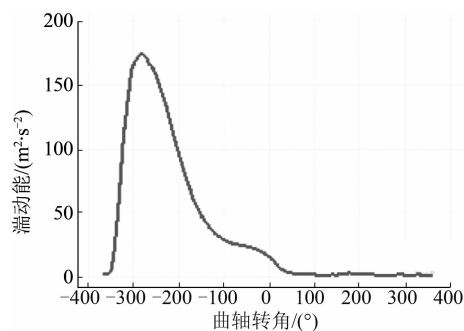


图9 气缸内湍动能

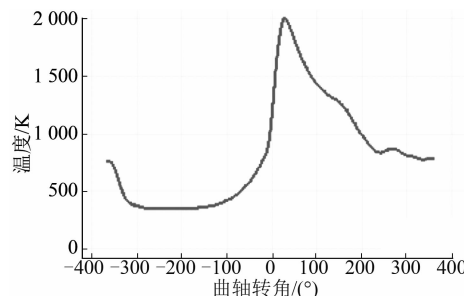


图10 气缸内温度

3 GP210 稀燃天然气发动机流动与燃烧优化方向

单点预混合火花点火式稀燃天然气发动机点火前的缸内流场对火花点火时的初始火核传播及形成具有重要影响。通过后处理程序对GP210发动机点火前的流场分布进行具体分析, 点火前对应时刻缸内流场分布如图11~14所示。

从图中可知: 点火前火花塞周围速度达23(m·s⁻¹)左右; 图12、14表明缸内存在逆时针方向涡流场, 涡流核心偏离气缸中心, 靠近进气道短气门处; 由图7、9可知此时缸内涡流比约为1.5, 湍动能约为22.3。上述流场分布对点火初期火核的形成及发展不利。火花塞周围速度场过大极易导致火核被吹灭、吹歪; 涡流比为1.5的偏中心涡流场的存在对后续火焰的均向速度传播有极大影响; 较大涡流比对应湍流动能项, 该大尺度涡旋具有火焰直接主导作用, 故火焰传播会跟随涡流的流动而传播, 造成火焰偏心传播。

取上止点前17°、上止点后最高燃烧压力点13°、主燃期结束点28°、后燃期结束点52°所对应的缸内流场及火焰传播进行燃烧分析。0°为做功行程上止点。流场燃烧分布如图15~18所示。

从图中可知: 在缸内涡流比较大的流场影响下, 燃烧火焰传播基本随涡流场的中心而传播。由图15可知, 点火后火核直接被带入涡流场中心点,

该火核中心偏离气缸中心较远, 后续燃烧偏心度也有微小变化。图 16 表明: 未燃区的温度和压力很高, 该时间段内未燃区易产生爆震; 虽然采用了 1.6 的过量空气系数, 但在火焰中心区最大温度仍能达到 2 500 K, 表明稀燃系数不够大, NO_x 排放仍偏高。图 17、图 18 表明: 火焰偏心后更容易导致燃烧不完全, 加大 HC 排放, 这种偏心火焰的发展会使缸内等容度减小, 等压度增大, 导致发动机效率降低。

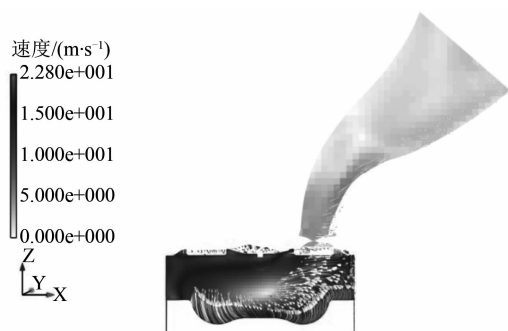


图 11 点火前缸内中心切片速度分布

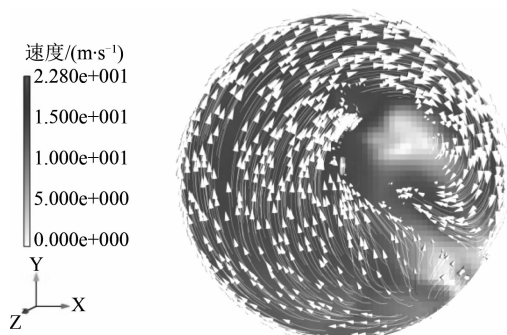


图 12 点火前火花塞电极下平面速度分布

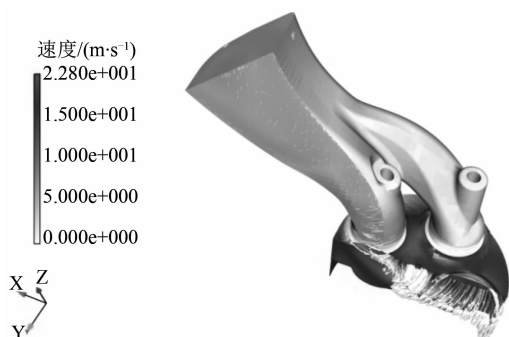


图 13 点火前进气侧速度分布

通过以上分析可以找到该机的优化方向为: 从组织合理流场入手, 消除偏心流场的负作用, 保护火核初期发展及传播; 加大稀燃系数, 进而提高发动机效率并降低排放。

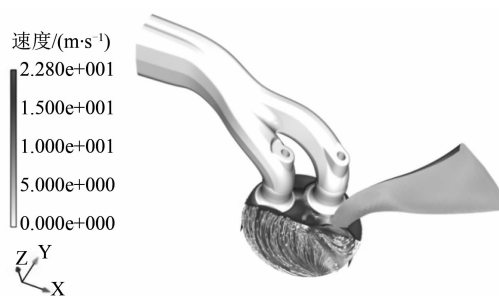


图 14 点火前排气侧速度分布

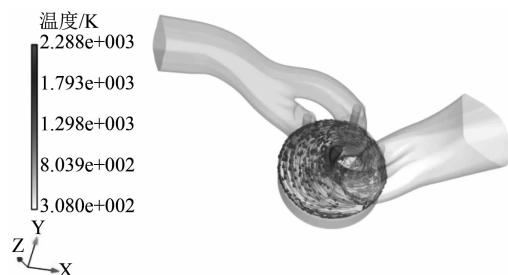


图 15 -17°时缸内温度分布云图及速度切片矢量

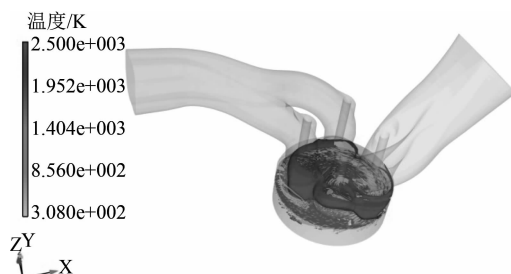


图 16 13°时缸内温度分布云图及速度切片矢量

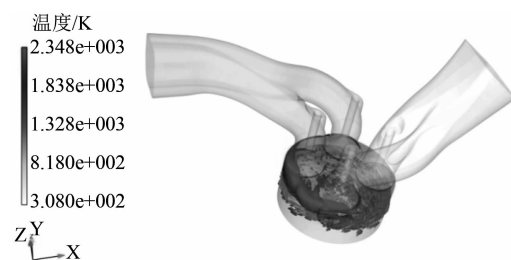


图 17 28°时缸内温度分布云图及速度切片矢量

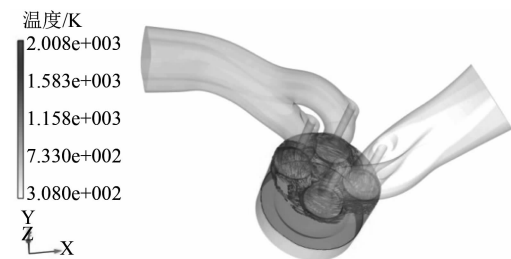


图 18 52°时缸内温度分布云图及速度切片矢量

(下转第 21 页)

拔升高波动较小, 且缸内热效率降低, 废气带走的热量增加, 导致废气温度逐渐升高。

(4) 随海拔升高, 二级压气机的压缩能力均有所降低, 相对而言, 二级压气机的压缩能力受海拔影响较小。

(5) 由于冷却散热量较低且冷却液冷却能力较强, 二级中冷器的冷却能力受海拔条件影响较小, 且二级中冷几乎抵消了二级增压对进气的升温作用。

参考文献

- [1] 王军. WD615 系列高原柴油机的开发 [D]. 天津: 天津大学, 2003.
- [2] 李鲁宁, 孙万臣, 李文祥, 等. 车用重型柴油机二级增压系统模拟及试验研究 [J]. 车用发动机, 2013

(1): 56-60.

- [3] 刘系磊, 魏名山, 马朝臣. 不同海拔下单级和二级增压柴油机的仿真 [J]. 内燃机学报, 2010, 28 (5): 447-452.
- [4] 王艳华, 李云清, 陈小龙, 等. 轻型航空发动机二级涡轮增压匹配模拟 [J]. 航空动力学报, 2011, 26 (5): 1009-1103.
- [5] 刘瑞林, 周广猛, 董素荣, 等. 高压共轨柴油机高海拔性能仿真研究 [J]. 车用发动机, 2012 (3): 87-91.
- [6] 陈渝光, 吕红梅, 钱微, 等. 变海拔环境下的车用柴油机进气压力控制仿真研究 [J]. 车用发动机, 2010 (6): 63-66.
- [7] 王普凯. 车用大功率内燃机热状态建模与计算研究 [D]. 北京: 装甲兵工程学院, 2009.

(上接第 15 页)

4 结 论

采用三维流动燃烧程序对 GP210 稀燃天然气发动机缸内燃烧进行了模拟计算, 计算结果与试验结果偏差在 5% 以内, 模拟计算结果真实、可靠。对模拟结果进行分析, 找出了该机型可进一步优化的空间, 为后续该机型的性能提高奠定了基础。

参考文献

- [1] 魏象仪. 内燃机燃烧学 [M]. 大连: 大连理工大学出版社, 1992.
- [2] 陈卓如, 金朝铭, 王洪杰, 等. 工程流体力学 [M]. 2 版, 北京: 高等教育出版社, 1992.
- [3] FRENKLACH M W H, RABINOWITZ M J. Optimization and analysis of large chemical kinetic mechanisms using the solution mapping method-combustion of methane [J]. Progress in Energy and Combustion Science, 1992. 18.
- [4] PETERS N, MAAS U, DIBBLE R W. The turbulent burning velocity for large and small scale turbulence [J].

Journal of Fluid Mechanics, 1999, 384 (01): 107-132.

- [5] Turns S R. An Introduction to combustion: Concept and Application [M]. McGraw-Hill, 2000.
- [6] 王福军. 计算流体动力学分析-CFD 软件原理与应用 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- [7] 姚勇. 天然气发动机和汽油发动机的燃烧分析 [C]. 中国工程热物理学会年会, 2005.
- [8] 祝遵祥. 燃烧室形状对天然气发动机性能的影响 [D]. 吉林大学, 2008.
- [9] 徐旭常, 周力行. 燃烧技术手册 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2008.
- [10] 司鹏, 张惠明, 杨志勇, 等. 燃烧室结构对稀燃天然气发动机性能的影响 [J]. 农业机械学报, 2009.
- [11] 王建昕, 帅石金. 汽车发动机原理 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2011.
- [12] 杨书乔, 平涛, 李翔. 燃气喷嘴结构对天然气发动机混合气均匀性的影响研究 [J]. 柴油机, 2015, 37 (1): 13-16.