

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.11.007

CNG 发动机运转参数对燃烧放热模型计算结果的影响*

张红光 韩雪娇 姚宝峰

(北京工业大学环境与能源工程学院, 北京 100124)

【摘要】 为了探讨压缩天然气(CNG)发动机运转参数对不同放热模型计算结果的影响,并确定各模型的适用范围,根据点燃式 CNG 发动机的缸内压力、曲轴转角等测试结果,采用 3 种放热率模型(Gatowski et al 模型, Apparent heat release 模型和 R-W(Rassweiler-Withrow)模型)分别计算了燃烧放热率、已燃质量分数等参数,并进一步分析了发动机运转参数对不同放热模型计算结果的影响规律。研究表明,采用 Apparent heat release 模型和 R-W 模型计算所得到的燃烧放热率、已燃质量分数差异很小,二者可通用;点火提前角和过量空气系数对 3 种模型的计算结果差异影响很小;当节气门开度较小时,3 种模型的计算结果差异很小;与其他两种模型相比, Gatowski et al 模型的计算结果受发动机转速的影响更加明显;当节气门开度较小或者发动机转速高时,这 3 种模型可通用;当发动机转速较低时,与其他两种模型相比,采用 Gatowski et al 模型更加理想和精确。

关键词: CNG 发动机 放热模型 运转参数 放热率 已燃质量分数

中图分类号: TK431 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)11-0031-05

Effect of Engine Operating Parameters on Calculation Results of Different Heat Release Models for CNG Engine

Zhang Hongguang Han Xuejiao Yao Baofeng

(College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China)

Abstract

In order to study the effect of operating parameters on the heat release models calculation result of compressed natural gas (CNG) engine and confirm the models application conditions, Gatowski et al model, Apparent heat release model and R-W model were used to calculate heat release rate and mass fraction burned based on the cylinder pressure and crank angle data measured from a spark ignition CNG engine. The effect of engine operating parameters on the calculate results of different heat release models were discussed. The results show that the difference of heat release rate and mass fraction burned calculated between Apparent heat release model and R-W model is not obvious, which indicates that the two models can be in common use. The three models are affected slightly by ignition advance angle and excess air ratio. Difference among three models calculation results is not huge with small throttle opening. Compared with the other two models, the calculation results of Gatowski et al model are affected significantly by engine speed. The three models substitutes mutually under the condition of small throttle opening or high engine speed. Gatowski et al model is more accurate and suitable for slow engine speed compared with the other two models.

Key words CNG engine, Heat release models, Operating parameters, Heat release rate, Mass fraction burned

收稿日期: 2011-11-16 修回日期: 2012-01-04

* 国家重点基础研究发展计划(973 计划)资助项目(2011CB707202)、国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2009AA05Z206)、北京工业大学基础研究基金资助项目(001000514311012)和北京工业大学博士科研启动基金资助项目(005000543112529)

作者简介: 张红光,教授,主要从事汽车与内燃机电子控制、发动机余热利用、燃烧试验与测试研究, E-mail: zhg5912@263.net

引言

在进行发动机的燃烧放热分析时,基于缸内压力及对应的曲轴转角可以快速并有效地对燃烧特征参数进行计算和分析^[1-3]。常用的燃烧放热模型有:Gatowski et al 模型、Apparent heat release 模型和 R - W (Rassweiler - Withrow) 模型等。但是,目前的研究工作主要关注发动机放热模型的修正,或仅针对特定工况下燃烧放热率特性进行探讨,而针对比热比对放热模型计算结果的影响研究尚未系统展开^[4-7]。本文以 JL465Q5 型车用 CNG 发动机为试验对象,采用上述 3 种燃烧放热模型计算燃烧放热率、已燃质量分数等参数,系统而全面地分析比热比和发动机运转参数对不同放热模型计算结果的影响,并最终明确 3 种放热模型的适用范围。

1 试验系统及试验方案

1.1 试验系统

试验使用 JL465Q5 型车用 CNG 发动机,其性能参数见表 1,该机由原来的 4 缸汽油机加装天然气供给系统改造而成。发动机试验系统如图 1 所示,其中,使用 Kistler 公司的火花塞式缸压传感器 6117BFD 和 5011B10 型电荷放大器采集发动机的缸内压力信号,曲轴转角信号发生器选用长春禹衡光学有限公司的 A - LF - 180BM - C8 - 30F 型光电编码器,使用 HORIBA 公司生产的 MEXA - 700 λ II 型空燃比分析仪测定过量空气系数。采用自主开发的电控单元(ECU)可准确、实时地控制过量空气系数和点火提前角。

表 1 发动机性能参数

Tab.1 Performance parameters of engine

| 参数 | 数值 |
|---------------------|-------------------|
| 缸径/mm | 65.5 |
| 行程/mm | 74 |
| 标定功率(转速)/kW(r/min) | 39(5 300) |
| 最大扭矩(转速)/N·m(r/min) | 78(3 500 ~ 4 500) |
| 压缩比 | 8.8 |
| 排量/L | 1.012 |

1.2 试验方案

通过改变过量空气系数、转速、点火提前角和节气门开度等发动机运转参数,分析和讨论燃烧特征参数的变化情况。试验分组情况如表 2 所示。试验过程中,发动机冷却水温度和机油温度始终保持稳定(95℃),采用闭环控制方式,超调量为 $\pm 2^\circ\text{C}$,以尽量减小冷却水和机油温度变化对试验结果的影

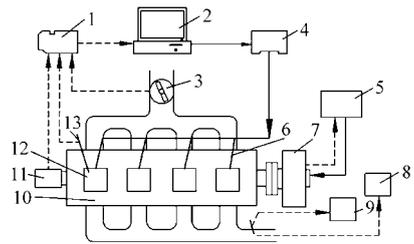


图 1 发动机试验系统示意图

Fig.1 Schematic diagram of testing system

1. 采集卡
2. 计算机
3. 节气门位置传感器
4. ECU
5. 测功机控制系统
6. 火花塞
7. 电涡流测功机
8. 尾气分析仪
9. 空燃比分析仪
10. 发动机
11. 曲轴转角信号发生器
12. 气缸
13. 缸压传感器

响。每个工况点采用循环变动率最小时所对应的点火提前角(简称 MCT 角)。节气门开度分别设置为 5%、10%、15%、25%、30%、40%。转速分别为 1 500 r/min、2 000 r/min、2 250 r/min、2 750 r/min、3 000 r/min。过量空气系数分别为 1.0、1.1、1.2、1.35、1.45、1.50、1.55。点火提前角(MCT 角)的取值范围为 $35^\circ\text{CA} \sim 50^\circ\text{CA}$ BTDC。在采用 3 种放热模型时,模型中比热比 γ 的取值对计算结果影响很大,因此,表 2 中也考虑了 γ 的取值情况。

表 2 试验分组情况

Tab.2 Engine test conditions

| 组号 | 过量空气系数 | 节气门开度/% | 转速/ $r \cdot \text{min}^{-1}$ | 点火提前角 | 比热比 |
|-----|--------|---------|-------------------------------|-------|------|
| I | 1.1 | 30 | 3 000 | 变量 | 1.27 |
| II | 1.1 | 10 | 变量 | MCT 角 | 1.28 |
| III | 1.0 | 变量 | 2 000 | MCT 角 | 1.27 |
| IV | 变量 | 30 | 3 000 | MCT 角 | 1.28 |

2 燃烧放热模型

采用了 3 种燃烧放热模型,并进行了如下假设:瞬时的缸内压力、温度和成分保持一致;气体工质按照理想气体处理,比热比等只与成分有关;忽略活塞运动时产生的缝隙效应。

2.1 R - W (Rassweiler - Withrow) 模型

R - W (Rassweiler - Withrow) 模型(以下简称 R 模型)于 1938 年提出,通常被用在确定已燃质量分数方面,其输入参量仅仅是实测的缸内压力值,此方法较为简便。R - W 模型以热力学第一定律和绝热过程方程式为基础。文献[8]中给出 γ 的参考值范围为 1.25 ~ 1.35。在 R - W 模型中,相同曲轴转角 $\Delta\theta$ 内的压力变化包括两部分:燃烧产生的压力差 Δp_c ;由活塞和燃烧室组成的封闭系统内体积变化而产生的压力差 Δp_v 。因此,R - W 模型的放热率

和已燃质量分数的计算公式分别为

$$dQ = \frac{V_{\theta+0.5}}{\gamma-1} dp_c \quad (1)$$

$$x_b(\theta) = \frac{m_b(\theta)}{m_b} = \frac{\sum_{i=0}^{\theta} \Delta p_c(i)}{\sum_{i=0}^N \Delta p_c(i)} \quad (2)$$

式中 dQ ——燃烧放热率

V ——缸内容积

θ ——曲轴转角

dp_c ——燃烧产生的压力变化率

$x_b(\theta)$ ——已燃质量分数

$m_b(\theta)$ ——已燃工质质量

i ——循环数

2.2 Apparent heat release 模型

Apparent heat release 模型(以下简称 A 模型)由 Krieger 和 Borman 于 1967 年提出^[9-10]。模型可以简单表示为

$$dQ = \frac{1}{\gamma-1} V dp + \frac{\gamma}{\gamma-1} p dV \quad (3)$$

式中 p ——缸内压力

2.3 Gatowski et al 模型

Gatowski et al 模型^[8-10](以下简称 G 模型)的基础是热力学第一定律,模型中考虑了壁面传热,比热比 γ 取为定值,模型可简化为

$$dQ = \frac{1}{\gamma-1} V dp + \frac{\gamma}{\gamma-1} p dV + dQ_{ht} \quad (4)$$

其中 $dQ_{ht} = h_i A (T - T_w) \quad (5)$

式中的瞬时换热系数 h_i 选用 Woschni^[11] 公式

$$h_i = \frac{0.13 d^{-0.2} p^{0.8} \left[C_1 u_p + \frac{C_2 (p - p_0) T V_s}{pV} \right]^{0.8}}{T^{0.55}} \quad (6)$$

式中 dQ_{ht} ——壁面传热率

p_0 ——发动机倒拖的缸内压力

T ——缸内温度

T_w ——气缸壁面温度

V_s ——气缸工作容积

A ——缸内换热面积

d ——缸径

u_p ——活塞平均速度

C_1, C_2 ——常量

综上所述,R 模型和 A 模型都忽略了壁面传热的影响,两个模型的输入参量都比较少。而 G 模型考虑了壁面传热的影响,且输入的参量比较多。

3 放热模型计算结果及分析

3.1 比热比对放热模型计算结果的影响

当点火提前角为 35°CA BTDC、发动机转速为 3 000 r/min、节气门开度为 30%、过量空气系数为 1.1 时,放热率峰值计算结果随比热比 γ 取值的变化情况如表 3 所示。由表 3 可知,当 γ 为 1.25 时,3 种模型所对应的放热率峰值均为最大;当 γ 为 1.35 时,3 种模型所对应的放热率峰值均为最小;放热率峰值出现时刻随比热比增大呈现推迟现象,并且在一定的范围内,峰值出现时刻是相同的。

比热比 γ 取值对已燃质量分数计算结果的影响

表 3 比热比对放热率峰值及峰值出现时刻计算结果的影响

Tab. 3 Effect of specific heat ratio on peak heat release rate and appearance time of peak heat release rate calculation results

| 比热比 | G 模型 | | A 模型 | | R 模型 | |
|------|---------------------------------|-------------------|---------------------------------|-------------------|---------------------------------|-------------------|
| | 放热率峰值 /J·(°CA) ⁻¹ | 放热率峰值出现 时刻/°CA | 放热率峰值 /J·(°CA) ⁻¹ | 放热率峰值出现 时刻/°CA | 放热率峰值 /J·(°CA) ⁻¹ | 放热率峰值出现 时刻/°CA |
| 1.25 | 3.974 | -0.2 | 3.886 | 0.2 | 3.850 | 0.4 |
| 1.26 | 3.825 | -0.2 | 3.737 | 0.2 | 3.702 | 0.6 |
| 1.27 | 3.688 | 0 | 3.598 | 0.2 | 3.564 | 0.6 |
| 1.28 | 3.560 | 0 | 3.470 | 0.2 | 3.437 | 0.6 |
| 1.29 | 3.441 | 0 | 3.351 | 0.4 | 3.318 | 0.6 |
| 1.30 | 3.330 | 0 | 3.239 | 0.4 | 3.207 | 0.8 |
| 1.31 | 3.227 | 0 | 3.135 | 0.4 | 3.104 | 0.8 |
| 1.32 | 3.130 | 0.2 | 3.037 | 0.4 | 3.007 | 0.8 |
| 1.33 | 3.039 | 0.2 | 2.946 | 0.4 | 2.916 | 0.8 |
| 1.34 | 2.953 | 0.2 | 2.860 | 0.6 | 2.830 | 1.0 |
| 1.35 | 2.872 | 0.2 | 2.779 | 0.6 | 2.749 | 1.0 |

如图2所示。由图2可知,当 γ 为1.25且采用R模型时,已燃质量分数最先达到1,随后略有下降,之后再达到1并趋于平稳;当 γ 分别为1.28和1.35且采用R模型时,已燃质量分数达到1的时刻较晚。当 γ 为1.28时,与R模型相比,采用G模型时已燃质量分数达到1的时刻较晚,原因在于G模型考虑了壁面传热,其放热率计算值在整个燃烧持续期内都大于其他两个模型的计算值。比热比 γ 取值对放热率计算结果影响呈现出一定规律性,通过分析模型计算结果,本文将比热比 γ 取值定为1.27和1.28。

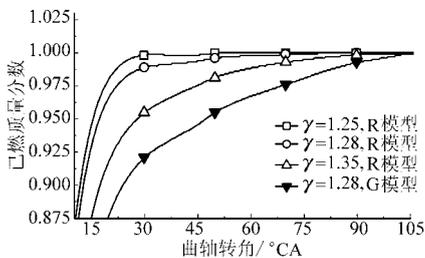


图2 比热比对已燃质量分数计算结果的影响
Fig.2 Effect of specific heat ratio on mass fraction burned calculation results

3.2 点火提前角对放热模型计算结果的影响

表2中第I组试验所对应的放热率计算结果如图3所示,点火提前角分别取为 35°CA BTDC和 50°CA BTDC。

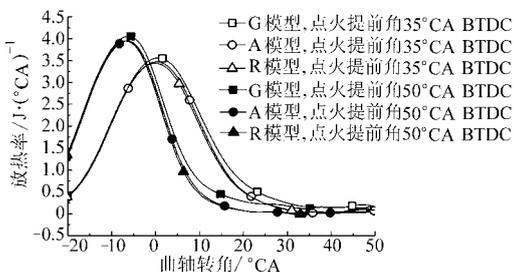


图3 点火提前角对放热率计算结果的影响
Fig.3 Effect of ignition advance angle on heat release rate calculation results

结合大量试验结果和计算结果并由图3可知,对应不同的点火提前角,采用G模型所得到的燃烧放热率峰值计算结果均为最大;随着点火提前角增大,燃烧放热率峰值计算结果增大;采用3种模型得到的燃烧放热率峰值变化率基本相同,即点火提前角对3种模型燃烧放热率计算结果的差异影响很小。例如,图3中点火提前角由 35°CA BTDC变为 50°CA BTDC时,3种模型计算得到的放热率峰值增长率分别为14.0%(G模型)、13.8%(A模型)、14.5%(R模型),三者差异非常小。在对放热率进行定性分析时,可考虑采用R模型或A模型来替代G模型。

3.3 发动机转速对放热模型计算结果的影响

表2中第II组试验所对应的放热率计算结果如图4所示,发动机转速分别为1500、2750 r/min。

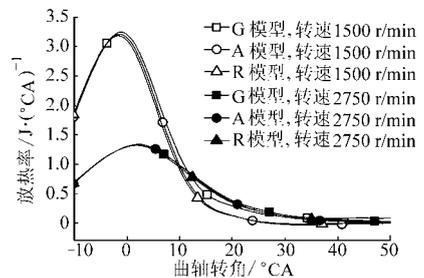


图4 发动机转速对放热率计算结果的影响
Fig.4 Effect of engine speed on heat release rate calculation results

结合大量试验结果和计算结果并由图4可知,对应不同的发动机转速,采用G模型计算得到的放热率峰值均为最大;随着发动机转速提高,燃烧放热率峰值计算结果增大;发动机转速较低时,采用3种模型计算得到的燃烧放热率峰值差异较大;发动机转速较高时,采用3种模型计算得到的燃烧放热率峰值差异较小;即发动机转速对采用3种模型得到的放热率峰值计算结果差异影响很大,例如,图4中转速由1500 r/min提高到2750 r/min时,3种模型计算得到的放热率峰值变化率分别为63.9%(G模型)、58.2%(A模型)、58.5%(R模型),三者差异较大,并且G模型计算结果受发动机转速的影响更加明显,通过式(6)也可以看出,发动机转速是影响放热率的重要因素。

对应不同的发动机转速,采用3种模型所得到的已燃质量分数计算结果如图5所示。

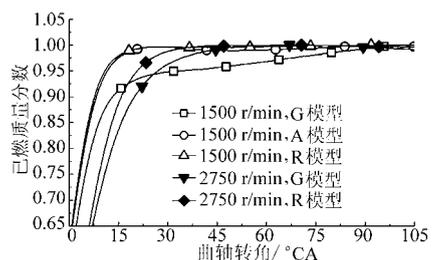


图5 发动机转速对已燃质量分数计算结果的影响
Fig.5 Effect of engine speed on mass fraction burned calculation results

结合大量试验结果和计算结果并由图5可知,对应不同的发动机转速,当发动机转速较低时,采用G模型计算得到的已燃质量分数达到1的时刻较晚;对应相同的发动机转速,与采用其他两种模型相比,采用G模型计算得到的已燃质量分数达到1的时刻也较晚;随发动机转速提高,采用G模型计算得到的已燃质量分数达到1的时刻逐渐提前,与其他两种模型相应计算结果的差异逐渐减小。

综上所述,放热率和已燃质量分数计算结果受发动机转速的影响明显;并且与其他两种模型相比,G 模型的计算结果受发动机转速的影响更明显。

在发动机试验分析中,若要求计算结果精度并且考虑放热率峰值及峰值出现时刻,建议采用 G 模型;否则,当发动机转速较高时,3 种模型可通用。

3.4 节气门开度对放热模型计算结果的影响

表 2 中第 III 组试验所对应的放热率及放热率峰值计算结果如图 6 和表 4 所示,节气门开度较小,分别为:10%、15%、25%、30%、40%。

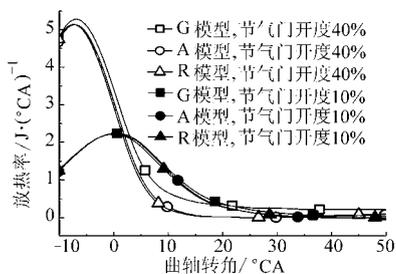


图 6 节气门开度对放热率计算结果的影响

Fig. 6 Effect of throttle opening on heat release rate calculation results

表 4 节气门开度对放热率峰值计算结果的影响

Tab. 4 Effect of throttle opening on the peak heat release rate calculation results

| 节气门开度 / % | J/°CA | | |
|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | G 模型放热率峰值 | A 模型放热率峰值 | R 模型放热率峰值 |
| 40 | 5.278 | 5.134 | 5.137 |
| 30 | 4.780 | 4.651 | 4.641 |
| 25 | 4.285 | 4.172 | 4.159 |
| 15 | 3.589 | 3.531 | 3.513 |
| 10 | 2.236 | 2.237 | 2.215 |

结合大量试验结果和计算结果并由图 6 可知,随着节气门开度增大,燃烧放热率峰值计算结果增大,峰值出现时刻提前;对应同一节气门开度,采用 3 种模型计算得到的放热率峰值出现时刻差异非常小。

结合大量试验结果和计算结果并由表 4 可知,当节气门开度较小时,3 种模型的计算结果差异很小;例如,当节气门开度由 40% 变化到 10% 时,3 种模型计算得到的放热率峰值变化率分别为 57.6% (G 模型)、56.4% (A 模型)、56.8% (R 模型),三者差异很小。

因此,当节气门开度较小时,这 3 种模型可通用。但是在较大节气门开度下,若要求计算结果精

度并且考虑放热率峰值及峰值出现时刻,建议采用 G 模型。

3.5 过量空气系数对放热模型计算结果的影响

表 2 中第 IV 组试验所对应的放热率峰值及峰值出现时刻计算结果如表 5 所示,过量空气系数分别为 1.1 和 1.5。

结合大量试验结果和计算结果并由表 5 可知,随着过量空气系数增大,燃烧放热率峰值计算结果减小,峰值出现时刻推迟;对应相同的过量空气系数,采用 3 种模型计算得到的放热率峰值及峰值出现时刻差异均非常小。例如,当过量空气系数由 1.1 变化到 1.5 时,3 种模型计算得到的放热率峰值变化率分别为:48.0% (G 模型)、47.8% (A 模型)、48.4% (R 模型),三者差异非常小。在对放热率进行定性分析时,可考虑采用 R 模型或 A 模型来替代 G 模型。

表 5 过量空气系数对放热率峰值及峰值出现时刻计算结果的影响

Tab. 5 Effect of excess air ratio on the peak heat release rate and appearance time of peak heat release rate calculation results

| 过量空气系数 | 比较项 | G 模型 | A 模型 | R 模型 |
|--------|----------------|-------|-------|-------|
| 1.1 | 峰值/J · (°CA)⁻¹ | 4.053 | 3.948 | 3.932 |
| | 峰值出现时刻/°CA | -4.2 | -4.4 | -4.8 |
| 1.5 | 峰值/J · (°CA)⁻¹ | 2.106 | 2.057 | 2.028 |
| | 峰值出现时刻/°CA | 1.4 | 1.2 | 0.8 |

4 结论

(1) 比热比的取值对放热率峰值及峰值出现时刻计算结果有影响。比热比取值增大,则放热率峰值降低。

(2) 采用 A 模型和 R 模型计算所得的燃烧放热率、已燃料质量分数等差异很小,二者可通用。

(3) 点火提前角和过量空气系数对 3 种模型的计算结果差异影响很小;当节气门开度较小时,3 种模型的计算结果差异很小。

(4) 与其他两种模型相比,G 模型的计算结果受发动机转速的影响更加明显。

(5) 在对放热率进行定性分析时,建议采用 R 模型或 A 模型来替代 G 模型。

(6) 当节气门开度较小或者发动机转速较高时,3 种模型可通用;当发动机转速较低时,与其他两种模型相比,采用 G 模型更加理想和精确。

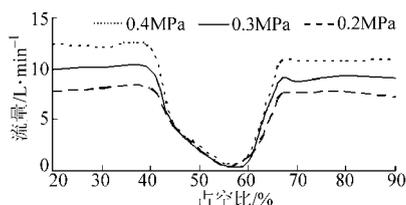


图 10 不同压力下 OCV 阀流量特性

Fig. 10 OCV valve flow characteristics with different pressures

性的影响。

(2)提出了利用电动机转角、转速信号和凸轮轴相位信号的相位移动来获取动态响应时间的方法。

(3)测试了发动机不同工况及运行参数时凸轮轴相位器的响应时间和响应速度,揭示了发动机转速、润滑油温度和压力对相位器响应特性的影响规律。通过试验结果分析知,相位器响应特性主要由润滑油温度和压力决定。

参 考 文 献

- 1 Stokes J, Lake T H, Murphy R D, et al. Gasoline engine operation with twin mechanical variable lift (TMVL) valvetrain stage 1: SI and CAI combustion with port fuel injection [C]. SAE Paper 2005-01-0752, 2005.
- 2 Scheidt Martin. Timed to perfection-the variable cam timer: technology for clean exhausts and a greener environment [J]. Engine Technology International, 2001, 3: 62~65.
- 3 Moria Y, Watanabe A, Uda H, et al. A newly developed intelligent variable valve timing system-continuously controlled cam phasing as applied to a new 3 liter inline 6 engines [C]. SAE Paper 960579, 1996.
- 4 Titoro A. The variable timing system-application on a V8 engine [C]. SAE Paper 910009, 1991.
- 5 Lichti T. Design of a continuously variable cam phasing (CVCP) system for emission, fuel economy, and power improvement [C]. SAE Paper 982960, 1998.
- 6 刘小平. 可变凸轮轴配气相位机构的测试及分析[D]. 天津: 天津大学, 2008.
Liu Xiaoping. The measurement and analysis of variable cam timing mechanism [D]. Tianjin: Tianjin University, 2008. (in Chinese)
- 7 Liyun Zheng, Jeremy Plenzler. Characterization of engine variable cam phaser fluid dynamics and phaser's ability to reject system disturbances [C]. SAE Paper 2004-01-1389, 2004.
- 8 Steinsberg R, Lenz I, Koehnlein G, et al. A fully continuous variable cam timing concept for intake and exhaust phasing [C]. SAE Paper 980767, 1998.

(上接第 35 页)

参 考 文 献

- 1 Krzysztof Z M, Andrzej Spyra, Michał Smereka. Mass fraction burned analysis [J]. Journal of KONES Internal Combustion Engines, 2002, 3(4): 193~200.
- 2 Michael F J Brunt, Harjit Rai. The calculation of heat release energy from engine cylinder pressure data [C]. SAE Paper 981052, 1998.
- 3 Lanzafame R, Messina M. Ice gross heat release strongly influenced by specific heat ratio values [J]. International Journal of Automotive Technology, 2003, 4(3): 125~133.
- 4 Rohrer R, Chehroudi B. Preliminary heat release analysis in a single-cylinder two-stroke production Engine [C]. SAE Paper 930431, 1993.
- 5 Ebrahimi R. Effect of specific heat ratio on heat release analysis in a spark ignition engine [J]. Scientia Iranica, 2011, 18(6): 1231~1236.
- 6 Per Tunestal. Self-tuning gross heat release computation for internal combustion engines [J]. Control Engineering Practice, 2009, 17(4): 518~524.
- 7 Jonathan M Borg, Alex C Alkidas. Characterization of auto ignition in a knocking SI engine using heat release analysis [C]. SAE Paper 2006-01-3341, 2006.
- 8 Marcus Klein. A specific heat ratio model and compression ratio estimation [M]. Sweden: UniTryck, 2004.
- 9 Lancaster D R, Krieger R B, Lienesch J H. Measurement and analysis of engine pressure data [C]. SAE Paper 750026, 1975.
- 10 Gatowski J A, Balles E N, Chun K M, et al. Heat release analysis of engine pressure data [C]. SAE Paper 841359, 1984.
- 11 Woschni G. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine [C]. SAE Paper 670931, 1967.