

单缸 LPG 发动机性能和工作过程

王建, 刘胜吉, 汤东

(江苏大学汽车与交通工程学院, 镇江 212013)

摘要: 为了弄清以 ZS1100 柴油机为基础开发的单缸液化石油气发动机的工作原理, 以利于进一步改进, 以试验和模拟计算结合的方法, 研究了该机的动力性能和工作过程。通过 LPG 与空气混合器参数优选、燃烧系统参数设计及点火提前角控制等技术措施, 优化了单缸 LPG 发动机的性能。性能试验结果表明, 样机在安装点火提前装置后, 取得了良好的整机性能。通过放热规律模型的建立、计算结果的分析, 对柴油机燃用 LPG 后其工作过程的进行和组织有更直观和清晰的理解, 对柴油机燃用 LPG 的改装应用提供参考依据。

关键词: 液化石油气, 发动机, 点火系统, 放热规律

中图分类号: TK46⁺4

文献标识码: B

文章编号: 1002-6819(2008)-8-0111-04

王建, 刘胜吉, 汤东. 单缸 LPG 发动机性能和工作过程[J]. 农业工程学报, 2008, 24(8): 111-114.

Wang Jian, Liu Shengji, Tang Dong. Performances and working process of single-cylinder LPG engine[J]. Transactions of the CSAE, 2008, 24(8): 111-114.(in Chinese with English abstract)

0 引言

在柴油机基础上改装设计, 燃用液化石油气(liquefied petroleum gas, LPG)或采用液化石油气与柴油混烧, 一方面可以有效的降低发动机的噪声、改善发动机的排放性能; 另外还可以改善能源结构, 缓解石油危机, 因此这类发动机在汽车上、特别是在城市道路车辆上得到了迅速的发展^[1]。作者通过大量的文献阅读发现, LPG 在柴油机上的应用, 大部分的研究重点是 LPG 和柴油共同使用的双燃料发动机, 涉及到 LPG 单一燃料在柴油机上的应用研究较少。

本文以 ZS1100 单缸直喷柴油机为基础, 设计为燃用 LPG 的纯燃气发动机, 考虑到 LPG 的物化性能及着火、燃烧特性, 对 ZS1100 柴油机的改装设计主要从以下方面着手: 增加了 LPG 燃气供给系统、优化设计了进气系统的 LPG 混合器; 增设了一套点火提前角随转速增大的电子点火装置; 为了与 LPG 的燃烧特性相匹配在不改变原气缸盖进气道的情况下, 对原柴油机的燃烧系统进行了改进设计, 采用了浅盆形燃烧室, 压缩比调整为 12。在文献[2]的基础上, 作者测试了 LPG 燃气发动机在不同点火提前角下的外特性曲线, 建立了 LPG 发动机的燃烧模型, 采集了不同工况下的燃烧压力, 计算了相应工况下的放热规律并进行了分析。图 1 为单缸 LPG 发动机性能试验和示功图数据采集系统示意图。

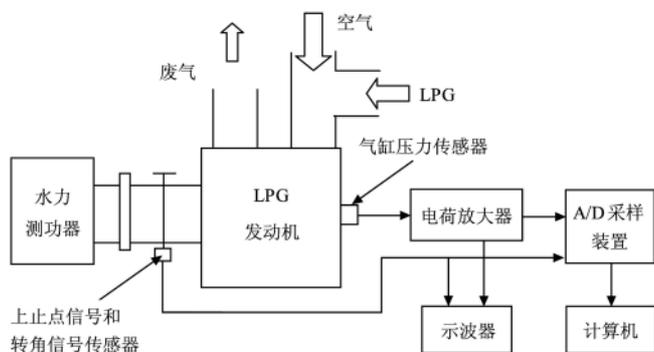


图 1 LPG 发动机试验系统示意图

Fig. 1 Experimental system of LPG engine

收稿日期: 2007-09-10 修订日期: 2008-06-02

基金项目: 内燃机燃烧学国家重点实验室资助项目(2007-05)

作者简介: 王建(1978-), 男, 江苏徐州人, 博士生, 主要从事内燃机代用清洁燃料的研究。镇江 江苏大学汽车与交通工程学院, 212013。

Email: wangjian@ujs.edu.cn

1 LPG 发动机性能试验

点火提前角对点燃式发动机的性能有很大的影响, 在该 LPG 发动机的研制过程中, 样机以标定工况调整点火提前角, 若不用点火提前角调整装置, 在外特性低速运行(1050~1500 r/min)时, 发动机出现爆震现象, 无法正常工作; 为了在低速工况避免爆震而以低速工况调整点火提前角(上止点前 11°CA)时, 在发动机的工作范围内各转速下都能正常工作, 但标定工况发动机功率降低, 耗气量大, 因而必须设置一套点火提前角随转速而自动调整的装置^[2,3]。图 2 为不同点火提前角控制策略下的外特性曲线。

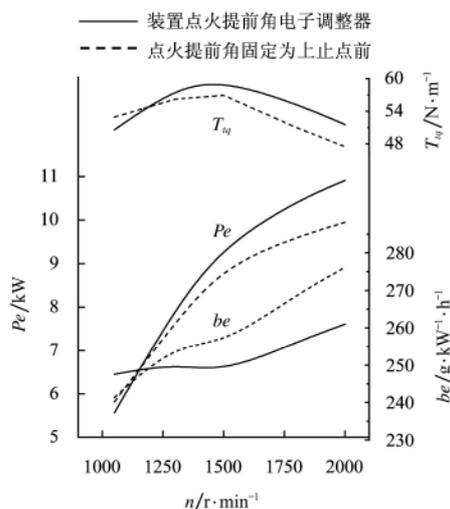


图 2 单缸 LPG 发动机外特性曲线
Fig.2 External characteristic curves of single-cylinder LPG engine

2 LPG 发动机工作过程的研究

2.1 放热规律计算模型

LPG 发动机燃烧过程为预混合燃烧, 在建立燃烧的热力学模型时可以把燃烧室分为已燃烧区和未燃烧区两个部分, 建立双区燃烧模型。为建立燃烧的微分方程还需作如下假设: 1) 混合气混合均匀且气体为理想气体, 2) 不考虑工质泄漏, 3) 各气体的热力学性质仅是温度的函数, 4) 两区间压力瞬时相等, 温度不等。

在上述假设条件下和热力学第一定律:

$$\sum_{in} (e+PV) \frac{dm}{d\varphi} + \frac{dQ}{d\varphi} = \sum_{out} (e+PV) \frac{dm}{d\varphi} + \frac{dE}{d\varphi} + \frac{dW}{d\varphi} \quad (1)$$

应用于未燃烧区:

$$\frac{dQ_u}{d\varphi} = \frac{dH_u}{d\varphi} - V_u \frac{dP}{d\varphi} - h_u \frac{dm_u}{d\varphi} \quad (2)$$

应用于已燃烧区:

$$\frac{dQ_b}{d\varphi} = \frac{dH_b}{d\varphi} - V_b \frac{dP}{d\varphi} - h_b \frac{dm_b}{d\varphi} \quad (3)$$

式中 e ——比内能; P 、 V ——气缸压力、容积; E ——工质总能; m ——工质质量; φ ——曲轴转角; Q ——传热量; W ——工质对外作功; H 、 h ——工质总焓、比焓; u 、 b ——下标, 表示未燃烧区、已燃烧区, φ ——曲轴转角。

工质的总焓和比焓的关系为:

$$H_i = m_i h_i \quad (i = b, u) \quad (4)$$

式(4)对 φ 微分得:

对未燃烧区:

$$\frac{dH_u}{d\varphi} = m_u \frac{dh_u}{d\varphi} + h_u \frac{dm_u}{d\varphi} \quad (5)$$

对已燃烧区:

$$\frac{dH_b}{d\varphi} = m_b \frac{dh_b}{d\varphi} + h_b \frac{dm_b}{d\varphi} \quad (6)$$

对于理想气体比焓为:

对已燃烧区:

$$\frac{dh_b}{d\varphi} = C_{pb} \frac{dT_b}{d\varphi} \quad (7)$$

对未燃烧区:

$$\frac{dh_u}{d\varphi} = C_{pu} \frac{dT_u}{d\varphi} \quad (8)$$

式中 C_{pb} 、 C_{pu} ——为已燃烧区、未燃烧区气体的定压比热; T_b 、 T_u ——为已燃烧区、未燃烧区气体的温度。

把式(5)~(6)代入式(2)、(3)且简化后得:

$$\frac{dQ_u}{d\varphi} = m_u C_{pu} \frac{dT_u}{d\varphi} - V_u \frac{dP}{d\varphi} \quad (9)$$

$$\frac{dQ_b}{d\varphi} = m_b C_{pb} \frac{dT_b}{d\varphi} + (h_b - h_u) \frac{dm_b}{d\varphi} - V_b \frac{dP}{d\varphi} \quad (10)$$

由理想气体的状态方程可得到:

$$PV = m_u R_u T_u + m_b R_b T_b \quad (11)$$

式(11)对 φ 微分后得到:

$$P \frac{dV}{d\varphi} + V \frac{dP}{d\varphi} = m_u R_u \frac{dT_u}{d\varphi} + R_u T_u \frac{dm_u}{d\varphi} + m_b R_b \frac{dT_b}{d\varphi} + R_b T_b \frac{dm_b}{d\varphi} \quad (12)$$

联立式(9)、(10)、(12), 就可计算 LPG 发动机的缸内工质的温度和燃烧放热规律。

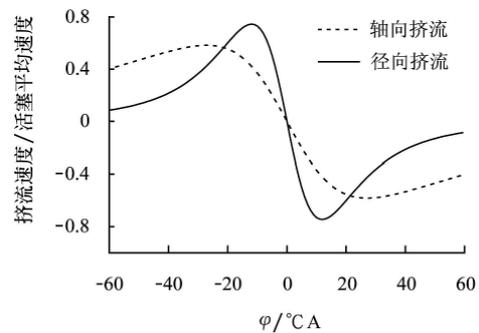
2.2 缸内挤流强度计算

LPG 样机采用浅盆形燃烧室, 在活塞上行的压缩行程和活塞下行的燃烧膨胀行程时, 工质被压缩进入燃烧室凹坑和流出燃烧室凹坑形成的气流运动为压缩挤流, 挤流有活塞顶部间隙中的径向流动和流进燃烧室的轴向流动^[4-7]。如果不考虑摩擦阻力的影响, 可分别用式(13)和(14)计算径向挤流速度和轴向挤流速度。2000 r/min 下的计算结果见图 3。

$$\frac{v_r}{c_m} = \frac{\pi}{4(S/D)(d_k/D)} [1 - (\frac{d_k}{D})^2] \frac{V_k/V_c \cdot dx(\varphi)/d\varphi}{(\delta_0/S + x(\varphi))[(\delta_0/S + x(\varphi))(\varepsilon - 1) + V_k/V_c]} \quad (13)$$

$$\frac{v_k}{c_m} = \frac{\pi V_k/V_c \cdot dx(\varphi)/d\varphi}{(d_k/D)^2 [(\varepsilon - 1)(\delta_0/S + x(\varphi)) + V_k/V_c]} \quad (14)$$

式中 v_r ——径向挤流速度; v_k ——轴向挤流速度; d_k ——燃烧室口径; D ——气缸直径; ε ——压缩比; V_c ——余隙容积; V_k ——燃烧室容积; $x(\varphi)$ ——活塞位移函数; S ——活塞行程; δ_0 ——余隙; c_m ——活塞平均速度。



注: 以 2000 r/min 为例

图 3 挤流强度

Fig.3 Intensity of swirl

2.3 放热规律计算与分析

在采集气缸压力数据和示功图数据处理的基础上, 作者自编了 LPG 发动机放热规律的计算程序对 LPG 发动机的放热规律进行了计算。

各对应工况放热规律的计算结果见图 4, 各计算工况的放热规律特征参数结果见表 1。

从各计算工况的最高燃烧温度可以看出, 单缸 LPG 发动机的最高燃烧温度较高, 这是因为 LPG 的热值较高, 而且可燃混合气的形成方式是气-气混合, 可以形成混合均匀的可燃混合气, 有利于快速完全的燃烧。随着转速的降低(装有点火提前角调整装置)最高燃烧温度越来越高, 这说明在高转速工况下, 点火提前角还有增大的可能, 以增大功率和改善油耗, 后续的试验工作也证明了这一点。

从计算结果可以看出单缸 LPG 发动机的燃烧持续期较短, 特别是在 2000 r/min, 全负荷(点火提前角为上止点前 11°C A)工况时, 燃烧持续期仅有 29.5°C A, 主要原因是原柴油机气缸盖气道进气涡流较强, 且采用了浅盆形燃烧室, 在活塞上下运动的过程中产生了较强的径向挤流和轴向挤流的气流运动, 从而加速了燃烧的进行。作者对挤流强度进行了计算,

计算结果表明径向挤流最剧烈的相位为上止点后 5~15°C A, 轴向挤流最剧烈的相位在上止点后 20~30°C A, 单缸 LPG 发动机运行在 2000 r/min, 全负荷(点火提前角为上止点前 11°C A)工况时, 着火相位为上止点后 13°C A, 所以作者认为气流运动对此工况是最为有利的, 大大加速了燃烧的速度, 缩短了燃烧持续期。

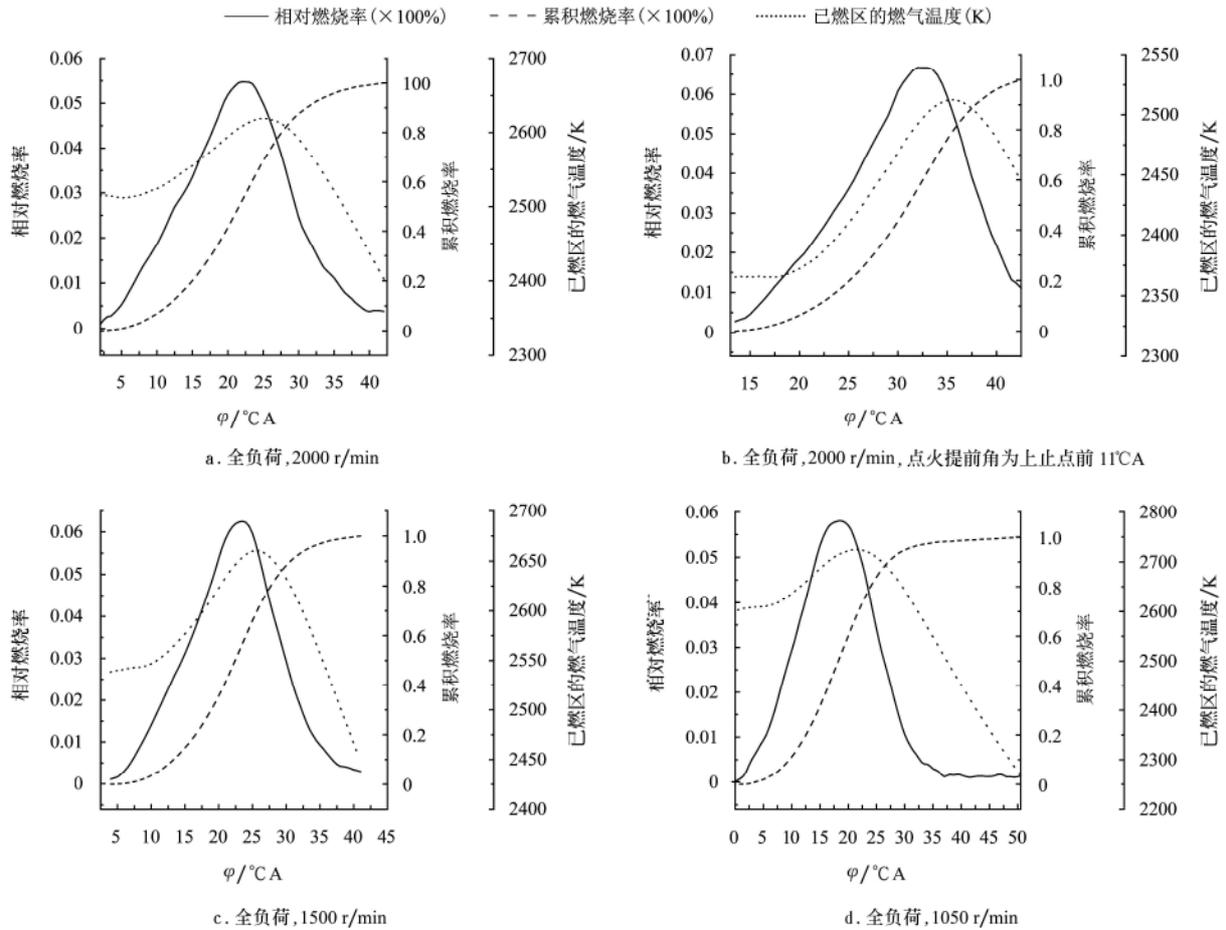


图 4 放热规律的计算结果
Fig.4 Calculated results of heat release rate

表 1 各工况的最大爆发压力、最大压力升高率、燃烧持续期、着火相位和最高燃烧温度

Table 1 Maximum explosion pressure, maximum rate of pressure rise, combustion duration, ignition phase and maximum combustion temperature under various operation conditions

工 况	最大爆发压力 / 相位 MPa/ $^\circ\text{CA}$	最大压升率 / 相位 (MPa/ $^\circ\text{CA}$) / $^\circ\text{CA}$	燃烧持续期 / $^\circ\text{CA}$	着火相位 / $^\circ\text{CA}$	最高燃烧温度 / 相位 K/ $^\circ\text{CA}$
1050r/min、全负荷	3.63 / ATDC 21.0	0.112 / ATDC 15.5	42.5	ATDC 0.5	2724.5 / 21.5
1500 r/min、全负荷	3.97 / ATDC 28.0	0.134 / ATDC 21.0	35.0	ATDC 4.0	2660.6/26.0
2000 r/min、全负荷	3.89 / ATDC 27.0	0.095 / ATDC 19.5	40.0	ATDC 2.0	2618.8 / 25.0
2000 r/min、全负荷点火提前角 11 $^\circ\text{CA}$	2.64 / ATDC 37.5	0.088 / ATDC 47.0	29.5	ATDC 13	2512.4 / 35.5

注：ATDC—上止点后。

3 结 论

1) 在单缸柴油机的基础上进行 LPG 发动机的开发，为了在整个发动机转速工作范围内保证 LPG 发动机正常高效的运行，需要加装随转速变化的点火提前角调节装置，发动机才能取得优良的动力性和工作稳定性。

2) 示功图分析和放热规律的计算可直接用于优化发动机的工作过程，计算结果说明，开发的 LPG 发动机燃烧过程正常、稳定、持续期短。与柴油机正常燃烧温度相比，计算得出的 LPG 发动机最高燃烧温度较高，使得整机热负荷，特别是排气系统热负荷大大增加，因此有必要对整机的冷却系统进行校核。

[参 考 文 献]

[1] 阿比旦. 液化石油气汽车技术的发展与应用[J]. 汽车技术, 2001, (11):

5—8.

[2] 王 建, 刘胜吉. 单缸直喷柴油机燃用液化石油气的研究. [J]. 内燃机工程, 2005, 26 (3): 82—84.
 [3] 刘胜吉, 王 建, 尹必峰. 单缸直喷柴油机燃用 LPG 的改装设计及燃烧过程研究[J]. 农业工程学报, 2004, 20 (4): 79—83.
 [4] 王贺武, 黄 彪. 火花点火发动机火花塞附近紊流运动规律的研究 [J]. 西安公路交通大学学报, 1998, 18 (1): 62—66.
 [5] 严兆大, 周重光, 俞小莉, 等. 工程车燃用 LPG 对动力性和排放的影响[J]. 内燃机工程, 2001, 22 (2): 1—4.
 [6] Andrea G, Gaetan M, Robert B. Ultra low emissions vehicle using LPG engine fuel[J]. SAE 961079.
 [7] 苏 琴, 黎 苏, 常立伟. 4105LPG 内燃机的开发研究[J]. 拖拉机与农用运输车, 2006, 33 (3): 63—65.

Performances and working process of single-cylinder LPG engine

Wang Jian, Liu Shengji, Tang Dong

(Department of Automobile and Transportation, Jiangsu University, Zhenjiang212013, China)

Abstract: In order to optimize the engine, working principle of the single-cylinder liquefied petroleum gas engine based on the ZS1100 diesel engine was studied. The power performance and working process of the LPG engine was investigated by the testing and simulation computation. By optimizing the parameters of the mixture chamber of the LPG delivery system, designing the parameters of the combustion system and controlling the ignition advanced angle, the performances of the LPG engine were optimized. The testing results show that the LPG engine has the better overall performances equipping with the ignition advanced angle adjusted equipment. Through modeling the heat release rate and analyzing the computation results, the direct information about the working process of the LPG engine can be got. The results can provide reference for improvement of LPG engine.

Key words: liquefied petroleum gas, engine, ignition system, heat release rate