

生物质燃气各组分气体燃烧与排放特性试验*

陈雷¹ 荒木幹也² 志贺圣一² 曾文¹

(1. 沈阳航空航天大学航空宇航工程学院, 沈阳 110136; 2. 群馬大学工学研究科, 群馬县 3760052)

摘要: 在一台火花点火发动机上, 分别进行了生物质燃气中可燃组分 CH_4 、 CO 和 H_2 的燃烧试验, 研究并对比了各组分气体的燃烧及排放特性。结果表明, H_2 燃烧快, 热效率高, NO_x 排放水平较低; CH_4 和 CO 相比具有较高的热效率和较低的 NO_x 排放水平, 但其稀燃能力较弱; 在实际生物质燃气中可以通过提高 H_2 的含量来扩展稀燃极限以及提高热效率。

关键词: 生物质燃气 组分 性能试验

中图分类号: TK43 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)05-0031-04

Combustion and Emission Characteristics of Individual Component of Biogas in SI Engine

Chen Lei¹ Araki Mikiya² Shiga Seiichi² Zeng Wen¹

(1. School of Aerospace Engineering, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China

2. Department of Mechanical Engineering, Gunma University, Gunma 3760052, Japan)

Abstract: Combustion experiments of CH_4 , H_2 and CO were carried out in a spark-ignition engine under 1 500 r/min engine speed, and the combustion and emission characteristics were analyzed. The results showed that H_2 had the fastest burning velocity, the highest thermal efficiency and the lowest NO_x emission. Comparing with CO , CH_4 had higher thermal efficiency, lower NO_x emission and poorer lean burn ability. In practical application, it had potential to improve lean burn limit and thermal efficiency of biogas by mixing with H_2 .

Key words: Biogas Component Performance test

引言

生物质燃气有多种制备方法^[1~3], 其产物组分中主要的可燃成分均含有 CH_4 、 H_2 和 CO ^[4~6]。目前对于生物质气体燃料在内燃机上的应用研究大多是基于某一种气化技术产物^[7~11], 这种方式具有较好的针对性。但是, 由于生物质气体燃料各组分的相对浓度随着反应物、反应条件及所采用的技术不同而有着较大差别, 使人们可以根据需要通过改变反应条件来得到所需相对浓度成分的燃气, 从而在内燃机上得到更高的输出以及更低的排放。因此, 有必要探明并对比每一种生物质燃气组分气体各自

的燃烧及排放特性, 并以此为基础得到生物质燃气各组分之间的最佳相对浓度, 进而通过改变反应物、反应条件等方法制备符合最佳相对浓度的生物质燃气, 使生物质燃气内燃机具有更好的性能。

本文在一台火花点火发动机上进行 CH_4 、 H_2 和 CO 的燃烧性能试验, 并着重对比分析 3 种燃料的动力性、经济性以及排放特性的差异^[12]。

1 试验装置与试验方案

1.1 试验装置

本试验在一台改造过的 HONDA GX340 型火花点火发动机上进行。为了满足气体燃料的试验要

求,将原发动机的化油器更换为 Keihin 公司产 CNG 专用喷嘴。在试验过程中保持转速 1 500 r/min、MBT 以及 WOT 条件不变,发动机主要技术参数见表 1。

表 1 发动机相关技术参数
Tab. 1 Engine specifications

发动机型式	单缸,2 气门,四冲程,风冷
燃烧室几何形状	楔形
总排量/mm ³	337
缸径×行程/mm×mm	82×64
压缩比	8.0
标定功率(转速)/kW(r/min)	8.1(3 600)
节气门开度	全开
转速/r·min ⁻¹	1 500

试验中采用日本 HORIBA 公司生产的 MEXA4000 型傅里叶变换红外线光谱分析仪测量 CO 和 NO_x 的排放量。CH₄ 与 CO 的喷射压力均为 0.255 MPa。由于 H₂ 容易引发回火,因此为了扩大 H₂ 的喷射持续期而得到更宽的应用范围,其喷射压力应适当降低。在本试验中,H₂ 喷射压力被选定为 0.105 MPa。试验系统简图如图 1 所示。

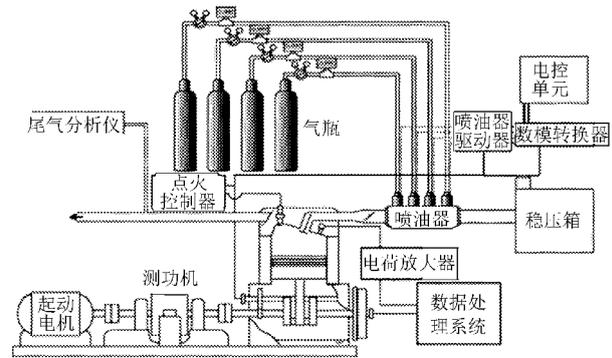


图 1 试验系统简图

Fig. 1 Experimental setup

1.2 试验方案

当量比 Φ 是本试验中最主要的试验参数。对于 CH₄ 和 CO, Φ 首先设定为化学计量比,然后逐渐减小直至稀燃极限。H₂ 的燃烧较快,易发生回火,因此 Φ_{H_2} 的变化顺序与 Φ_{CO} 及 Φ_{CH_4} 相反,由稀燃极限一直增加到发生回火为止。与此同时,在进气门上游 300 mm 处安装了消焰器,最大限度地避免回火的发生。试验中,各气体燃料 Φ 的变化范围分别为: Φ_{CH_4} 为 0.63 ~ 1.06; Φ_{CO} 为 0.42 ~ 1.04; Φ_{H_2} 为 0.19 ~ 0.37。

2 试验结果分析

图 2 所示为 3 种燃料各自的平均有效压力 p_{me} 随 Φ 的变化情况。如图所示,随着 Φ 从各自稀燃

极限到化学计量比的不断增加,CH₄ 和 CO 的平均有效压力均有所升高。当 $\Phi < 0.8$ 时,CH₄ 燃烧的

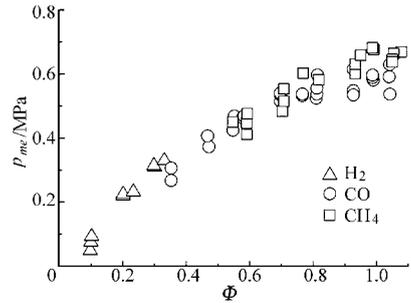


图 2 BMEP 随 Φ 的变化情况

Fig. 2 Effect of Φ on BMEP

p_{me} 较 CO 的略低;而当 $\Phi > 0.8$ 时,CH₄ 燃烧的 p_{me} 则超过了 CO。考虑到 p_{me} 主要取决于缸内压力,而缸内压力又是由热投入量决定的,因此各燃料的热投入量变化情况应与 p_{me} 的变化情况相对应。图 3 所示是根据计算得到的单位体积气体混合物(燃料 + 空气)的热投入量 R 变化情况。根据计算结果,CO 燃烧的热投入量一直高于 CH₄,因此在各个 Φ 条件下 CO 的 p_{me} 也应该一直比 CH₄ 的高。但从图 2 可知,当 $\Phi > 0.8$ 时 p_{me} 的实际变化情况与计算结果刚好相反。这说明 p_{me} 的变化并不是由热投入量一个因素决定的。

考虑到 CH₄ 和 CO 燃烧反应的物质的量变化并不相同,因此 p_{me} 和 R 之间的差异可以从 CH₄ 和 CO 各自燃烧反应前后物质的量的变化来分析。图 4 所示是 3 种燃料反应前后各自的摩尔变化率 M 的变化情况,本文中摩尔变化率是燃烧反应产物总摩尔质量和反应物总摩尔质量之比。如图所示,CH₄ 燃烧反应前后的物质的量不变,而 CO 和 H₂ 反应之后的物质的量比反应前有所下降。气体物质的量的变化导致缸内压力有所下降,因此 p_{me} 的变化是由 R 和 M 共同决定的。

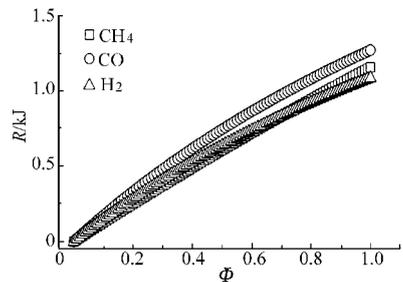
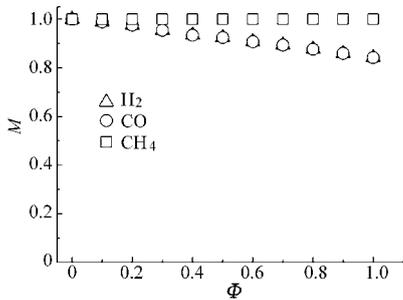


图 3 热投入量随 Φ 的变化情况

Fig. 3 Effect of Φ on heat input

图 5 所示是 MR 随 Φ 的变化情况。如图所示,计算结果与 CH₄ 及 CO 各自的 p_{me} 变化情况十分吻合:当 $\Phi < 0.8$ 时 CH₄ 的值比 CO 低,而当 $\Phi > 0.8$ 时 CH₄ 的计算结果超过了 CO。计算结果与实际

图4 摩尔变化率随 Φ 的变化情况Fig. 4 Effect of Φ on molar change ratio

p_{me} 较好的吻合度,表明这一计算可以用来表示 p_{me} 的变化。但是对于 H_2 来说,实际 p_{me} 和计算结果之间还存在着差异。根据计算, H_2 的 p_{me} 在所有 Φ 条件下均应低于 CO;但由图 2 可知,当 $\Phi = 0.4$ 时 H_2 的 p_{me} 比 CO 略高。考虑到 H_2 的燃烧速度要远大于 CO^[5],可以认为 p_{me} 的差异是由 H_2 较快的燃烧速度造成的。

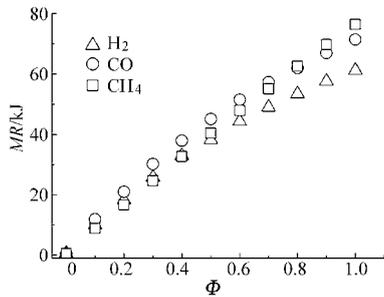
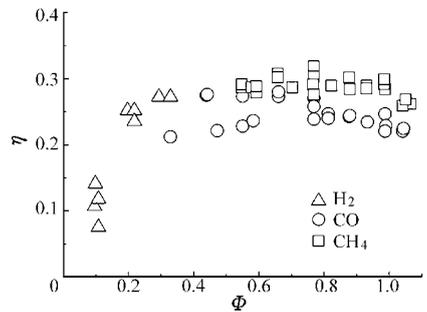
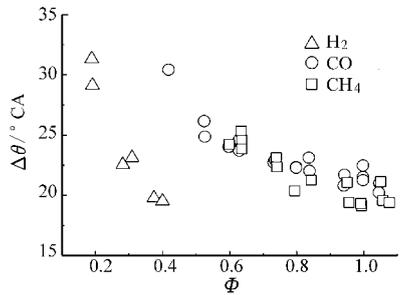
图5 MR 随 Φ 的变化情况Fig. 5 Effect of Φ on product of input heat and molar change ratio

图 6 是有效热效率 η 随 Φ 的变化情况。虽然 CH_4 、 H_2 和 CO 的有效热效率各不相同,但是其随 Φ 的变化趋势大体一致。在 Φ 从化学计量比开始逐渐减小的过程中, CH_4 和 CO 的热效率先是升高,在达到峰值之后有所减小。受到可燃范围的制约, H_2 的热效率随着 Φ 的变化一直保持单调变化的趋势。 CH_4 和 CO 热效率先增后减的变化说明其受到多个因素的影响。从化学计量比到热效率峰值对应的 Φ 的区间内,随着 Φ 的减小,燃烧逐渐稀薄,混合气总的比热比有所升高;与此同时,热损失逐渐减小,这两方面因素共同促使热效率升高。虽然随 Φ 的减小燃烧持续期有所增长,但从图 7 所示的主燃期 $\Delta\theta$ 变化情况来看,在这一区间内 CH_4 和 CO 的燃烧持续期变化很小,燃烧等容度的变化对热效率的影响不大,因此热效率总体呈上升趋势。

随着 Φ 的进一步减小,在热效率峰值对应的 Φ 到稀燃极限这一区间内,由于热投入量持续下降,造成如图 7 所示的 CH_4 和 CO 的燃烧持续期明显延长,导致等容度下降,从而使热效率降低。

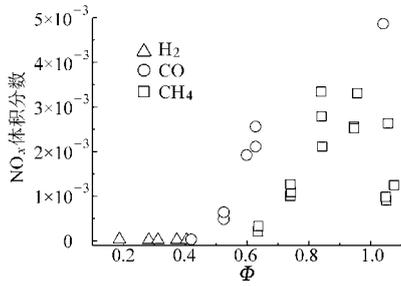
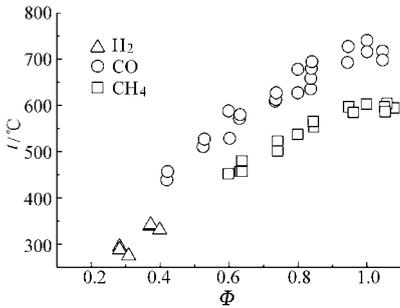
图6 有效热效率随 Φ 的变化情况Fig. 6 Effect of Φ on brake thermal efficiency图7 主燃期随 Φ 的变化情况Fig. 7 Effect of Φ on main combustion duration

和 CO 相比, CH_4 的热效率在整个可燃范围区间一直较高。热效率是有效功和热投入量之比,而前述分析已经证明了有效功可以用热投入量与摩尔变化率的乘积近似表示,因此可以近似的用摩尔变化率来定性分析热效率的变化情况。如图 4 所示, CH_4 燃烧在反应前后的物质的量保持不变,而 CO 的物质的量有所降低,因此 CO 的热效率低于 CH_4 的热效率。

虽然各燃料 Φ 的范围不同,但从变化趋势上可以判断出,在相同 Φ 条件下 H_2 的热效率要高于 CH_4 和 CO。这是由于 H_2 燃烧较快,使得 H_2 燃烧的燃烧等容度比 CH_4 和 CO 高,因此 H_2 的热效率也较高。

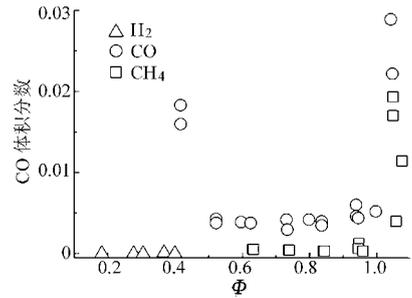
图 8 所示是 3 种气体的 NO_x 排放情况。随着 Φ 的增加, CH_4 燃烧产生的 NO_x 先是明显升高,在达到峰值后有所降低。CO 燃烧产生的 NO_x 随 Φ 的变化趋势与 CH_4 燃烧类似,但是排放水平则要高得多,以致于在 $0.94 > \Phi > 0.73$ 的范围内其 NO_x 排放量超过了 FT-IR 的测量范围。这种差异是由不同热投入量造成的。热投入量决定了燃烧温度,而燃烧温度可以近似地通过排温来分析。图 9 所示是排温 t 随 Φ 的变化情况。由图 9 可见,CO 的燃烧温度要大大高于 CH_4 的燃烧温度,因此燃烧 CO 的 NO_x 排放更高。排温的对应关系也证明了前述热投入量计算的准确性。由于 H_2 的 Φ 一直较小,燃烧温度较低,因此其 NO_x 排放水平基本趋近于零。

CO 排放情况如图 10 所示。CO 燃烧产生的 CO

图8 NO_x 排放量随 Φ 的变化情况Fig. 8 Effect of Φ on NO_x emission图9 排温随 Φ 的变化情况Fig. 9 Effect of Φ on exhaust temperature

排放量要远高于其他两种气体燃料。CO 的排放主要受 Φ 支配,当 $\Phi < 1.0$ 时, CH_4 和 H_2 的 CO 排放量一直趋近于零;当 $\Phi > 1.0$ 时, CH_4 燃烧的 CO 排放量急剧增加。这是由于燃烧效率下降而导致的。在 $1.0 > \Phi > 0.5$ 时,CO 燃烧的 CO 排放量没有明显变化,但由于燃烧效率始终低于 1,因此其 CO 排放

量明显高于 CH_4 。而在 $\Phi < 0.5$ 或者 $\Phi > 1.0$ 时,CO 排放量急剧增加,这主要是由不完全燃烧造成的。

图10 CO 排放量随 Φ 的变化情况Fig. 10 Effect of Φ on CO emission

3 结论

(1) 与 CH_4 和 CO 相比, H_2 燃烧快,热效率高, NO_x 排放水平很低。在实际生物质燃气中可以提高 H_2 的含量以提高热效率。

(2) CO 过高的燃烧温度导致其 NO_x 排放较高,在实际应用中应将 CO 的当量比控制在一定范围内。

(3) 和 CO 相比, CH_4 具有较高的热效率和较低的 NO_x 排放,但其稀燃能力较弱。可以通过添加适量 H_2 的办法来扩展其稀燃极限。

参 考 文 献

- 1 关海滨,孙荣峰,闫桂焕,等. 生物质气化的分布式冷热电联供系统研究[J]. 农业机械学报,2010,41(11):97~104.
Guan Haibin, Sun Rongfeng, Yan Guihuan, et al. Distributed CCHP based on biomass gasification [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(11): 97~104. (in Chinese)
- 2 闫桂焕,孙荣峰,许敏,等. 生物质固定床两步法气化技术[J]. 农业机械学报,2010,41(4):101~104.
Yan Guihuan, Sun Rongfeng, Xu Min, et al. Two-step gasification technology of biomass in fixed bed [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(4): 101~104. (in Chinese)
- 3 吴创之,周肇秋,阴秀丽,等. 我国生物质能源发展现状与思考[J]. 农业机械学报,2009,40(1):91~99.
Wu Chuangzhi, Zhou Zhaoqi, Yin Xiuli, et al. Current status of biomass energy development in China [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(1): 91~99. (in Chinese)
- 4 Xiao X B, Le D D, Morishita K, et al. Multi-stage biomass gasification in internally circulating fluidized-bed gasifier (ICFG): test operation of animal-waste-derived biomass and parametric investigation at low temperature [J]. Fuel Processing Technology, 2010, 91(8):895~902.
- 5 Faaij A, Meuleman B, Turkenburg W, et al. Externalities of biomass based electricity production compared with power generation from coal in the Netherlands [J]. Biomass and Bioenergy, 1998,14(2):125~147.
- 6 Ganesh A, Banerjee R. Biomass pyrolysis for power generation—a potential technology [J]. Renewable Energy, 2001,22(1~3):9~14.
- 7 Sridhar G, Paul P J, Mukunda H S. Biomass derived producer gas as a reciprocating engine fuel—an experimental analysis [J]. Biomass and Bioenergy, 2001,21(1):61~72.
- 8 张强,李娜. 火花点火生物质气发动机性能研究 [J]. 农业工程学报,2008,24(6):133~136.
- 9 Yamasaki Y, Tomatsu G, Nagata Y. Development of high thermal efficiency and small size gas engine system using biomass gas fuel [C]. SAE Paper 2007-01-2042,2007.
- 10 Huang J, Crookes R. Spark-ignition engine performance with simulated biogas: a comparison with gasoline and natural gas [J]. Journal of the Energy Institute, 1998,71:197~203.
- 11 张强,李娜,王志明. 热裂解生物质气发动机燃烧循环变动研究 [J]. 内燃机工程,2009,30(4):19~23.
- 12 Lewis B, Von Elbe G. Combustion, flames and explosions of gases [M]. 3rd ed. Academic Press, 1987.