

内燃机废气再循环率评价方法的试验研究

纪常伟, 韩爱民, 赵 勇, 马 慧

(北京工业大学 环境与能源工程学院, 北京 100022)

摘 要: 为了寻找一种简单、可靠且经济的废气再循环(EGR)率评价和检测方法以实现对内燃机的 NO_x 排放的闭环控制, 通过内燃机台架实验对几种内燃机 EGR 率的评价方法的差异进行了分析, 探讨了基于排气温度评价 EGR 率及实现 NO_x 闭环控制的可能性. 实验结果表明, 在指定的实验工况下, 各种评价方法产生的 EGR 率数值有差异, 最大差值达 8%, 但变化趋势一致.

关键词: 内燃机; 废气再循环(EGR)率; 评价方法

中图分类号: TK 42

文献标识码: A

文章编号: 0254-0037(2004)03-0338-04

增压可提高内燃机的功率, 降低油耗和排放, 然而增压内燃机普遍存在着 NO_x 排放偏高的问题, 限制了增压内燃机达到更高的排放法规. 采用废气再循环(EGR)技术, 在保证内燃机功率和油耗下降不大的情况下可有效降低 NO_x 排放; 由于开环控制 EGR 很难保证内燃机在整个寿命周期的 NO_x 都得到有效控制^[1], 因此采用闭环控制 EGR 就成为必然选择. 若要实现 EGR 闭环控制, 必须找出 EGR 率简便准确的评价方法并建立 EGR 率与 NO_x 排放间的控制关系. EGR 率的评价方法较多, 如通过测量进、排气中 CO₂^[2] 或 O₂^[3] 的体积分数来评价, 但这些方法需要在进、排气管上安装测量 O₂ 或 CO₂ 体积分数的传感器^[4,5], 实际应用的成本较高. 如能采用便宜的传感器测量内燃机的某些参数来反应 EGR 率及 NO_x 变化, 对 NO_x 闭环控制更有实际价值, 为此, 必须确定一种简单有效的 EGR 率评价和测量方法^[6].

1 EGR 率评价方法

1) 基于进、排气中 CO₂ 体积分数计算 EGR 率

$$r_1 = [\varphi_i(\text{CO}_2) - \varphi_a(\text{CO}_2)] / [\varphi_c(\text{CO}_2) - \varphi_a(\text{CO}_2)]$$

其中: r_1 为 EGR 率; $\varphi_i(\text{CO}_2)$ 为进气管中 CO₂ 的体积分数 (%); $\varphi_c(\text{CO}_2)$ 为排气管中 CO₂ 的体积分数 (%); $\varphi_a(\text{CO}_2)$ 为空气中 CO₂ 的体积分数 (%). 一般情况下, $\varphi_a(\text{CO}_2) = 0$, 无 EGR 时 $\varphi_i(\text{CO}_2) = \varphi_a(\text{CO}_2)$.

由于废气引入进气管, 导致进气管中 CO₂ 的体积分数提高, 进气管中 CO₂ 体积分数越高, EGR 率越大. 该方法需 2 支 CO₂ 传感器, 同时测量 $\varphi_i(\text{CO}_2)$ 和 $\varphi_c(\text{CO}_2)$.

2) 基于进气中 O₂ 体积分数的变化计算 EGR 率

$$r_2 = 1 - \varphi_i(\text{O}_2) / \varphi_a(\text{O}_2)$$

其中: r_2 为 EGR 率; $\varphi_i(\text{O}_2)$ 为进气管中 O₂ 的体积分数 (%); $\varphi_a(\text{O}_2)$ 为空气中 O₂ 的体积分数 (21%), 无 EGR 时, $\varphi_i(\text{O}_2) = \varphi_a(\text{O}_2)$.

由于废气引入进气管挤占了部分进气容积, 导致 $\varphi_i(\text{O}_2)$ 降低, $\varphi_i(\text{O}_2)$ 越低, EGR 率越大. 假定 $\varphi_a(\text{O}_2)$ 为定值, 该方法需 1 支 O₂ 传感器, 测量 $\varphi_i(\text{O}_2)$.

3) 基于排气中 O₂ 体积分数的变化计算 EGR 率

$$r_3 = 1 - \varphi_{ec}(\text{O}_2) / \varphi_{eo}(\text{O}_2)$$

收稿日期: 2003-07-10.

基金项目: 北京市教委基金资助项目(01KJ-008).

作者简介: 纪常伟(1965-), 男, 黑龙江克山人, 副教授, 博士.

其中： r_3 为EGR率； $\varphi_{ec}(O_2)$ 为采用EGR时排气管中 O_2 的体积分数(%)； $\varphi_{eo}(O_2)$ 为未采用EGR时排气管中 O_2 的体积分数(%)；无EGR时 $\varphi_{ec}(O_2) = \varphi_{eo}(O_2)$ 。

废气引入进气管，导致进气管中 O_2 的体积分数降低，使得排气中的 O_2 体积分数也相应降低，排气中 O_2 体积分数越低，EGR率越大。该方法需1支 O_2 传感器，分别测量 $\varphi_{eo}(O_2)$ 和 $\varphi_{ec}(O_2)$ 。

4) 基于过量空气系数的变化计算EGR率

$$r_4 = 1 - \lambda_c / \lambda_o$$

其中： r_4 为EGR率； λ_c 为采用EGR时的过量空气系数； λ_o 为未采用EGR时的过量空气系数，无EGR时 $\lambda_c = \lambda_o$ 。

废气引入进气管，导致进气管中 O_2 的体积分数降低，使得柴油机的过量空气系数降低，过量空气系数越低，EGR率越大。该方法需1支 O_2 传感器，分别测量 λ_o 和 λ_c 。

5) 基于进气空气质量流量变化计算EGR率

$$r_5 = 1 - A_c / A_o$$

其中： r_5 为EGR率； A_c 为采用EGR时的进气质量流量(kg/h)； A_o 为未采用EGR时的进气质量流量(kg/h)；无EGR时 $A_c = A_o$ 。

废气引入进气管，导致进气管中的新鲜空气流量减小，新鲜空气流量越小，EGR率越大。该方法需1支空气质量流量传感器，分别测量 A_o 和 A_c 。

6) 基于排气中 CO_2 体积分数的变化计算EGR率

$$r_6 = 1 - \varphi_{ec}(CO_2) / \varphi_{eo}(CO_2)$$

其中： r_6 为EGR率； $\varphi_{ec}(CO_2)$ 为采用EGR时排气管中 CO_2 的体积分数(%)； $\varphi_{eo}(CO_2)$ 为未采用EGR时排气管中 CO_2 的体积分数(%)，无EGR时 $\varphi_{ec}(CO_2) = \varphi_{eo}(CO_2)$ 。

废气引入进气管，导致进气管中 CO_2 的体积分数增加，使得排气中的 CO_2 体积分数也相应增加，排气中 CO_2 体积分数越高，EGR率越大。该方法需1支 CO_2 传感器，分别测量 $\varphi_{eo}(CO_2)$ 和 $\varphi_{ec}(CO_2)$ 。

7) 基于排气总管温度的变化计算EGR率

$$r_7 = 1 - T_o / T_c$$

其中： r_7 为EGR率； T_c 为采用EGR时的排气总管温度(K)； T_o 为未采用EGR时的排气总管温度(K)，无EGR时 $T_c = T_o$ 。

废气引入进气管，使得进气中的惰性气体增加，燃烧速度减慢，后燃时间加长，导致排气温度增加，排气温度越大，EGR率越大。该方法需1支温度传感器，分别测量 T_o 和 T_c 。

2 实验系统介绍

为了对上述EGR率评价方法产生的差异进行分析，对SOFIM 8140.47型2.5 L涡轮增压柴油机进行了EGR实验，实验系统见图1。当 $n = 3800 \text{ r/min}$ ，该机的额定功率为85 kW；当 $n = 1900 \text{ r/min}$ ，额定扭矩为245 N·m。由于增压柴油机在30%~50%负荷以上工况的排气平均压力低于进气平均压力，废气难以流进进气管实现EGR，因此，采用废气直接引入进气管的方式不能满足增压柴油机EGR的要求，必须通过某些技术手段提高排气压力或降低进气压力。增压柴油机EGR的实现方案主要有：①内部EGR，通过调整气门正时实现；②在进气管或涡轮前加节流装置，通过节流提高排气压力或降低进气压力；③采用压气机将柴油机尾气压入进气管；通过在进气管上加装文丘里管降低EGR管接头处的进气压力等。作者采用第3种方案，将增压柴油机尾气水冷后，通过一个容积为40 L的压气机加压力到0.4 MPa后送入中冷器后的进气管，

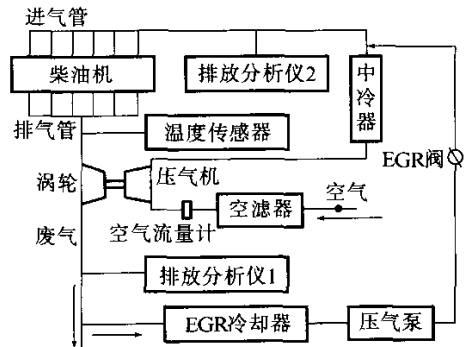


图1 增压柴油机EGR实验系统简图
Fig.1 Schematic of turbocharged diesel engine EGR test system

EGR 量通过 EGR 阀手动调节,目标是使柴油机的 NO_x 排放比原机下降 50%。采用 2 台 AVL-4000 排放分析仪分别测量排气中的 $\varphi_{cc}(\text{CO}_2)$ 、 $\varphi_{cc}(\text{O}_2)$ 、 λ 和进气中 $\varphi_i(\text{CO}_2)$ 、 $\varphi_i(\text{O}_2)$,采用 K 型热电偶测量 T_e 、 T_o ,采用 EPI 热式质量流量计测量 A_o 、 A_e 。

3 实验结果分析

由于 EGR 只在柴油机中等工况下使用,选择 1 400、1 600、2 000 和 2 500 r/min 4 个转速,每个转速选择 4 个油门开度 40%、60%、80% 和 100% 进行 EGR 实验。首先用气泵抽吸柴油机尾气,待气泵压力达到 0.4 MPa 后,打开气泵阀门与 EGR 阀配合将废气压入进气管,目标是在保证内燃机功率下降和油耗增加不超过 3% 的情况下,使 NO_x 排放尽可能降低。图 2 表明在全负荷状态,内燃机 EGR 后与原机相比,功率略有降低,油耗略有增加。图 3 表明内燃机 EGR 后与原机相比, NO_x 明显降低。部分负荷状态,情况类似。

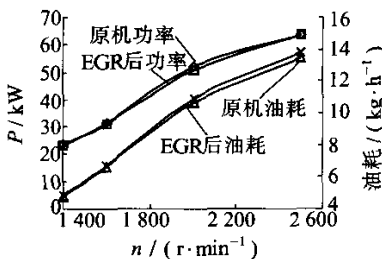


图2 全负荷EGR前、后内燃机功率及油耗
Fig.2 Power and fuel consumption at full load with and without EGR

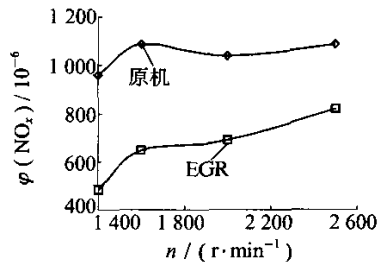


图3 全负荷EGR前、后内燃机 NO_x 排放
Fig.3 NO_x emissions at full load with and without EGR

基于各个工况下测得的 $\varphi_i(\text{CO}_2)$ 、 $\varphi_i(\text{O}_2)$ 、 $\varphi_e(\text{CO}_2)$ 、 $\varphi_e(\text{O}_2)$ 、 λ 、 A_o 、 A_e 、 T_e 、 T_o ,按照 7 种建议的 EGR 率评价公式,计算 EGR 率。在内燃机转速为 1 400、1 600、2 000 和 2 500 r/min 时,分别采用 40%、60%、80% 和 100% 油门,得到 7 种定义的 EGR 率的负荷和速度特性曲线。图 4 表明,在油门全开的情况下,随转速增加 EGR 率出现波动并逐渐降低,原因是高转速下气泵难以提供足够的废气量,7 种 EGR 率评价方法算得的 EGR 率在数值上存在较大差异,但总趋势相近, r_7 与 r_5 趋势更接近。图 5 表明,在内燃机转速为 2 000 r/min 时,随着油门开度的增加, r_3 、 r_4 、 r_6 数值较大,但呈逐渐下降趋势, r_1 、 r_2 、 r_5 、 r_7 逐渐减少, r_7 几乎成线性下降与 r_5 数值和趋势均十分接近。由于本实验采用气泵提供废气,随着内燃机负荷和转速的增加,气泵提供的废气量不足,必然导致 EGR 率降低,由此得出, r_1 、 r_2 、 r_5 、 r_7 可能更接近实际情况, r_3 、 r_4 、 r_6 则偏大。

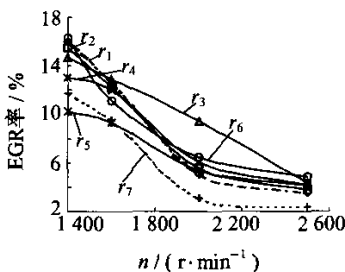


图4 全负荷EGR率速度特性曲线
Fig.4 Engine speed characteristics at full load with EGR

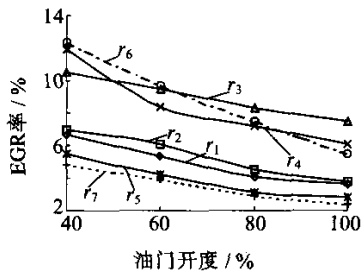


图5 2000 r/min EGR率负荷特性曲线
Fig.5 Engine load characteristics at the speed of 2 000 r/min with EGR

r_5 基于进气质量的变化,评价的是 EGR 的质量分数,因此,数值较小; r_7 基于排气温度的变化,由于原机排气温度数值较大,EGR 后温度升高有限,使得 r_7 亦较小; r_1 、 r_2 评价的是 EGR 的体积分数,数值比质量分数大。

4 结论

- 1) 各种评价方法产生的 EGR 率数值存在较大差异, 最大差值达 8%, 但变化趋势一致.
- 2) r_5 可对 EGR 的质量分数进行估计, 相对于其他评价方法更准确而且车用热式质量流量计技术成熟、价格较低.
- 3) r_7 基于排气温度对 EGR 率进行估价, 与 r_5 相关性较好, 实现容易, 成本最低.
- 4) 基于测量进、排气中 CO_2 和 O_2 体积分数的 EGR 率估计方法只能估计 EGR 的体积分数, 可靠性及准确性不如 r_5 和 r_7 .
- 5) 基于 r_7 可实现低成本 NO_x 闭环控制, 即通过控制排气温度达到控制 NO_x 的目的.

参考文献:

- [1] 邓康耀, 朱义伦, 张乐. 涡轮增压柴油机废气再循环系统的发展[J]. 车用发动机, 2000, 129(5): 12-15.
DENG Kang-yao, ZHU Yi-lun, ZHANG Le. Update of turbocharged diesel engine EGR system[J]. Vehicle Engine, 2000, 129(5): 12-15. (in Chinese)
- [2] 曲明辉, 贺宇, 姚广涛, 等. 采用废气再循环降低柴油机 NO_x 排放[J]. 小型内燃机, 2000, 29(2): 29-32.
QU Ming-hui, HE Yu, YAO Guang-tao, et al. Reduction of NO_x emissions from diesel engines with EGR[J]. Small Scacle Internal Combustion Engines, 2000, 29(2): 29-32. (in Chinese)
- [3] ICINGUR Yakup, HASIMOGLU Can, SALMAN Sahir. Effect of complex supercharging on diesel emissions[J]. Energy Conversion and Management, 2003, 44(11): 1745-1753.
- [4] 陈群, 刘巽俊, 李骏, 等. CA498 车用柴油机 EGR 的试验研究[J]. 内燃机学报, 2001, 19(6): 557-561.
CHEN Qun, LIU Yan-jun, LI Jun, et al. Experimental study on CA498 diesel engine with EGR[J]. Transactions of CSICE, 2001, 19(6): 557-561. (in Chinese)
- [5] 何邦全, 姚春德. 柴油机 NO_x 排放控制与废气再循环技术[J]. 小型内燃机, 2000, 29(1): 22-26.
HE Bang-quan, YAO Chun-de. NO_x emissions control and EGR technology[J]. Small Scacle Internal Combustion Engines, 2000, 29(1): 22-26. (in Chinese)
- [6] 邓康耀, 朱义伦. 增压柴油机实现废气再循环 (EGR) 系统的模拟计算研究[J]. 内燃机学报, 2001, 19(2): 117-122.
DENG Kang-yao, ZHU Yi-lun. Simulation study of EGR systems for a turbocharged diesel engine[J]. Transactions of CSICE, 2001, 19(2): 117-122. (in Chinese)

Experimental Study on the Estimate Methods of EGR Rate of Internal Combustion Engines

Ji Chang-wei, Han Ai-min, Zhao Yong, Ma Hui

(College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing 100022, China)

Abstract: In order to find a simple and reliable economical evaluation and test method of exhaust gas recirculation(EGR) rate so as to implement the closed-loop control of engine NO_x exhaustion, the difference of several different EGR evaluation methods is comparatively analyzed through engine jack horse experiment, and explore the probability of evaluating the EGR rates based on exhausted gas temperature and realizing NO_x closed-loop control. The experiment result show that in the given experiment condition, various evaluation methods will produce different EGR values, the maximum difference can be up to 8%, but the changing trends are the same.

Key words: internal combustion engine; engine gas recirculation(EGR) rates; estimate methods