DOI: 10.16236/j.cnki.nrjxb.202504035

# 基于排气门二次开启的内部 EGR 排气热管理试验

窦文政[1,2]，张晋群[1,2]，赵淇东[3]，王晓艳[3]，常英杰[1,2]，谢宗法[1,2]
（1. 山东大学机械工程学院，济南 250061；2. 山东大学高效洁净机械制造教育部重点实验室，济南 250061；
3. 潍柴动力股份有限公司，潍坊 261061）

**摘要**：以搭载全可变液压气门机构（FHVVS）的 6 缸、高增压柴油机为研究对象，在试验台架上实测柴油机中等负荷工况时的缸内压力、进/排气压力、排气温度和燃油消耗率等参数，开展了基于排气门二次开启的柴油机内部废气再循环（EGR）排气热管理试验. 提出了油耗温升比 $\lambda$，以表征某种排气热管理下排气温度每提高 100 ℃时柴油机额外增加的燃油消耗率. 结果表明：在进气冲程中，来自排气道的高温含氧废气回流使进气流量明显减少，排气温度显著上升；与相同进气流量的进气节流阀热管理相比，内部 EGR 热管理的进/排气压差明显减小，泵气损失降低 62.2% 以上，优化后的燃油消耗率降低 4.26%～6.62%；采用“内部 EGR + 节流阀”的复合热管理模式，使试验样机在转速为 1 200 r/min、中等负荷工况下的排气温度大幅升至 522 ℃，且油耗温升比 $\lambda$ 仅为 3.0 g/（kW・h）・（100 ℃），而相同进气流量下节流阀模式的油耗温升比 $\lambda$ 高达 9.6 g/（kW・h）・（100 ℃）.

**关键词**：柴油机；全可变液压气门机构；排气热管理
**中图分类号**：TK42　　**文献标志码**：A　　**文章编号**：1000-0909（2025）04-0306-08

# An experiment of internal EGR exhaust thermal management based on secondary opening of exhaust valves

**Dou Wenzheng[1,2]，Zhang Jinqun[1,2]，Zhao Qidong[3]，Wang Xiaoyan[3]，Chang Yingjie[1,2]，Xie Zongfa[1,2]**
（1. School of Mechanical Engineering，Shandong University，Jinan 250061，China；2. Key Laboratory of High Efficiency and Clean Mechanical Manufacture of Ministry of Education，Shandong University，Jinan 250061，China；3. Weichai Power Company Limited，Weifang 261061，China）

**Abstract**：An experiment of internal exhaust gas recirculation（EGR）thermal management was conducted on a six-cylinders turbocharged diesel engine equipped with the fully hydraulic variable valve system（FHVVS）at medium load conditions. The cylinder pressure，intake and exhaust dynamic pressure，exhaust temperature and fuel consumption rate were measured to investigate the influence of internal EGR based on secondary opening of exhaust valves on the exhaust thermal management performance experiment. The concept of fuel consumption to temperature rise ratio $\lambda$ was proposed to represent the additional fuel consumption rate when the exhaust temperature increases by every 100 ℃ in the certain thermal management mode. The results indicated that the recirculation of the high-temperature oxygen-containing exhaust gas from exhaust pipe during the intake stroke significantly reduces the intake flow rate and increases the exhaust temperature. Compared to thermal management of an intake throttle with the same intake flow rate，the internal EGR thermal management significantly reduces the pressure difference between the exhaust and intake，leading to a pump loss reduction of more than 62.2% and a fuel consumption rate reduction of 4.26%—6.62%. By using the compound thermal management of “internal EGR + throttle”，the exhaust temperature increases significantly to 522 ℃ under the rotating speed of 1 200 r/min and medium load condition，and the $\lambda$ is only 3.0 g/（kW・h）・（100 ℃），while as high as 9.6 g/（kW・h）・（100 ℃）for the throttle mode under the same intake flow.

**Keywords**：diesel engine；fully hydraulic variable valve system；exhaust thermal management

**收稿日期**：2024-09-09；**修回日期**：2025-01-15.
**基金项目**：车用动力系统全国重点实验室基金资助项目（GZWDZCX-25031713）；山东省烟台市科技计划资助项目（2022ZDCX007）.
**作者简介**：窦文政，硕士研究生，wenzheng0621@foxmail.com.
**通信作者**：谢宗法，博士，教授，zongfax@sdu.edu.cn.

满足国Ⅵ排放法规的重型柴油车大部分采用“废气再循环(EGR) + 氧化催化器(DOC) + 柴油机颗粒捕集器(DPF) + 选择性催化还原(SCR)”的排放技术路线[1-3]. DPF 是该技术路线中用于解决柴油机碳烟排放的重要后处理设备，具有 90% 以上的捕集效率[4]. DPF 的捕集效率很大程度取决于主动再生技术，在车用柴油机常用的中等负荷工况下，排气温度一般难以满足 DPF 主动再生的温度需求，因而有必要采用柴油机排气热管理技术来提高柴油机排气温度[5-6].

目前柴油机传统的排气热管理方式有进气节流阀[7]、增压器匹配[8]和控制燃油喷射策略等[9]，这些方式在保障 DPF 的高效捕集效率时难以兼顾燃油经济性. 内部 EGR 技术作为一种先进的排气热管理方式，在改善燃油经济性方面具有巨大潜力. 国内外学者对内部 EGR 的不同实现方式和影响开展了研究. 孙宾宾等[10]提出了一种电磁驱动的配气机构，通过进气门二次开启来实现内部废气再循环，较原机实现了污染物排放和燃油经济性的有效改善. 卢小锐等[11]采用了一种双峰排气凸轮实现内部 EGR 的方案，通过三维数值模拟验证了其方案对降低柴油机 $NO_x$ 排放的效果，为低成本改进柴油机的燃烧、排放性能提供了重要参考. 陈贵生等[12]通过一维热力学仿真模型，研究了不同气门二次开启策略对柴油机燃烧特性、污染物排放及能量分布的影响，优选了最佳气门二次升程与相位，改善了燃油消耗率与污染物排放. Akgül 等[13]进行了内部 EGR 和后喷射策略对单缸重型柴油机燃烧和排放性能的数值研究及优化，结果表明：内部 EGR 显著增加了缸内温度，通过稀释缸内充气，NO 排放显著减少，碳烟和颗粒排放由于氧浓度的过度降低而恶化. Joshi 等[14]研究了通过负阀重叠实现内部废气再循环的方法，实现了柴油机的高效后处理，使污染物排放、排气温度和燃油消耗率得到共同改善. Sun 等[15]基于高速摄影和双色法的光学诊断，研究了内、外 EGR 等方案在柴油高效清洁燃烧方面的潜力，结果表明：内、外 EGR 率在适当范围内可有效优化燃烧过程并抑制碳烟生成. 可知，内部 EGR 在兼顾燃油经济性的同时，能有效地改善缸内燃烧氛围、控制缸内污染物生成、提高缸内温度和排气温度，但目前多数研究仅围绕性能试验和模拟计算展开，难以满足重型柴油机商业化使用.

笔者所在课题组研制了一种全可变液压气门机构[16-17](FHVVS)，实现了在一个工作循环内排气门的单次开启、二次开启工作模式，且两种工作模式之间的转换快速、平稳. 基于该气门机构，搭建了柴油机热力学性能试验台架，对自主研制的 FHVVS 气门运动规律进行了试验，测量了缸内压力和进/排气压力的瞬态变化，分析了内部 EGR 对缸内燃烧及泵气损失的影响，并探究了内部 EGR 对柴油机排气热管理和燃油经济性的影响.

## 1　试验装置与方法

自主研制的 FHVVS 能够实现排气门在进气冲程的二次开启，且能够在同一工作循环内完成单次开启或二次开启之间的快速、平稳转换. FHVVS 的基本结构和工作原理参见文献[17]. 图 1 为 FHVVS 在排气门二次开启时的实测进/排气门升程. 该实测气门升程曲线的凸轮轴转速为 600 r/min，模拟柴油机转速为 1 200 r/min 时的气门运动状态. 可以看出，排气门升程包括在排气冲程的主升程曲线和在进气冲程的二次开启升程曲线，即该 FHVVS 在进气冲程实现了进气门、排气门的同时开启. 排气门二次开启为排气道内的热废气在进气冲程向气缸内回流创造了条件，使柴油机能够实现内部 EGR 功能.

选用满足国Ⅵ排放标准的某 6 缸柴油机为试验样机，该样机采用节流阀排气热管理方式. 通过搭载 FHVVS，使该样机同时实现排气门二次开启的内部 EGR 热管理功能. 图 2 为柴油机热力学性能试验台架，台架包括柴油机运行状态控制系统、进/排气系统、燃油供给系统和数据采集系统等. 柴油机运行状态控制系统主要包括电子控制单元(ECU)和控制软件 INCA，以调控喷油提前角及预喷等运行参数. 进/排气系统主要包括进/排气管路、空气滤清器、空气流量计和中冷器，其中，在进/排气管路上安装瞬态压力传感器，测量进/排气道内的气体压力，并通过空气流量计测量进气流量. 燃油供给系统主要包括油箱、油耗仪和燃油温控箱等，利用燃油温控箱保持柴油压力和

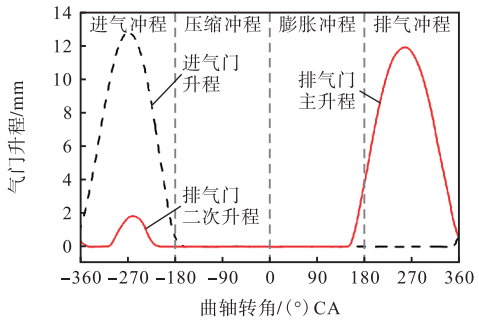



**图 1　排气门二次开启时的实测气门升程**

**Fig.1　Measured valve lift of secondary opening of exhaust valves**

温度的稳定，并通过油耗仪测量燃油消耗量. 数据采集系统包括燃烧分析仪、温度传感器、压力传感器、数据采集模块和测控仪等，用于实时监测台架运行状态，并实时采集缸内气体压力等性能参数. 表 1 为柴油机样机主要技术参数.

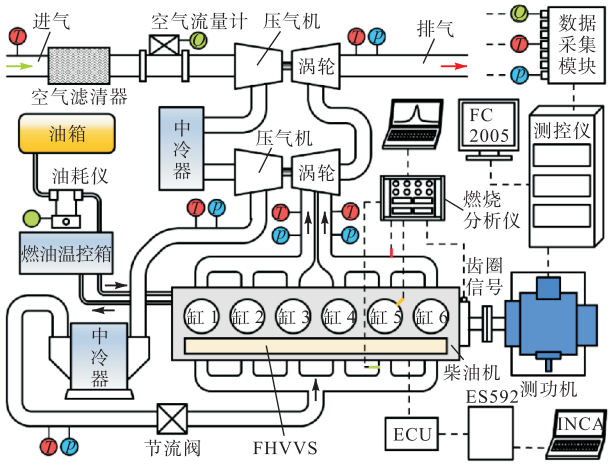



**图 2　柴油机热力学性能试验台架**

**Fig.2　Thermodynamic performance test bench of diesel engine**

**表 1　柴油机主要技术参数**

**Tab.1　Main technical parameters of diesel engine**

| 参数 | 数值 |
|---|---|
| 型号 | 四冲程，增压中冷 |
| 排量/L | 9.51 |
| 缸径/mm | 116 |
| 活塞行程/mm | 150 |
| 标定转速/(r · min$^{-1}$) | 1 900 |
| 标定功率/kW | 275 |
| 最大转矩/(N · m) | 1 800(1 000 ~ 1 400 r/min) |
| 压缩比 | 20.5 |

表 2 为试验用主要仪器设备. 为研究内部 EGR 对重型柴油机中等负荷排气热管理的影响，试验工况主要选取了柴油机常用的 800、1 000、1 200 和 1 400 r/min 共 4 种转速下中等负荷进行试验. 试验方案包括：无排气热管理的进气无节流工作模式、原机采用的进气节流阀排气热管理模式、排气门二次开启的内部 EGR 排气热管理模式及“内部 EGR + 节流阀”的复合排气热管理模式共 4 种. 在进行同一工况、不同方案之间的对比试验时，为了保持柴油机排气热管理效能的基本一致，试验时保持两种热管理方式的进气流量基本相同. 通过测控仪实时监测试验样机运行参数，调控机油温度、机油压力及中冷器后进气温度等参数.

**表 2　主要仪器设备**

**Tab.2　Main instruments and equipment**

| 设备 | 型号 | 生产厂家 | 测试精度 |
|---|---|---|---|
| 缸压传感器 | 6054B | Kistler | ≤ ± 0.3% |
| 进气压力传感器 | 4007D | Kistler | ≤ ± 1% |
| 排气压力传感器 | 4049B | Kistler | ≤ ± 0.5% |
| 燃烧分析仪 | KiBox | Kistler | — |
| 油耗仪 | DF2420 | 小野测器 | ± 0.2% |
| 燃油温控箱 | FC2400T | 湘仪动测 | ± 0.2 ℃ |
| 空气流量计 | 20N150 | 同圆测试 | ± 1% |
| 水力测功机 | SG630 | 湘仪动测 | ± 0.2% |
| 测控系统 | FC2000 | 湘仪动测 | — |

## 2　试验结果与分析

### 2.1　排气门二次开启及其快速转换性能

图 3 示出转速为 1 200 r/min 时排气门由单次开启到二次开启过程的实测气门升程. 第 1 ~ 11 工作循环为排气门单次开启的气门升程，第 12 ~ 30 循环为排气门二次开启的气门升程，第 11 ~ 12 循环为排气门从单次开启到二次开启的动态转换过程. 可以看出，在一个工作循环内就能完成气门转换过程，即转换时间在一个工作循环(0.1 s)之内，转换前、后的排气门升程曲线光滑、平顺且无异常波动现象，气门从单次开启到二次开启的转换过程具有快速、平稳的特点. FHVVS 的气门快速、平稳转换为无节流模式和内部 EGR 模式之间的迅速、平稳转换增加了功能基础.

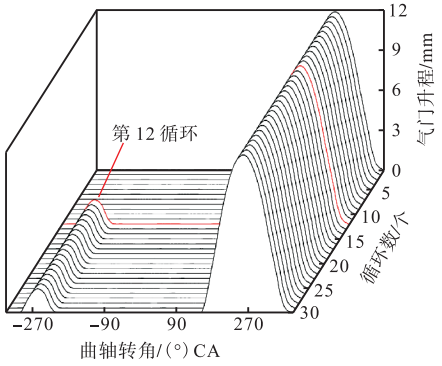



**图 3　开启次数转换过程的实测排气门升程**

**Fig.3　Measured exhaust valve lift during the conversion process of opening time**

图 4 示出了转速为 1 200 r/min、平均有效压力(PMEP)为 1.156 MPa(50% 负荷)工况下两种工作模式切换过程的缸内最大爆发压力变化，其中无节流模式的实测进气流量为 886 kg/h，转换为内部 EGR 或节流阀热管理模式时的进气流量均为 674 kg/h. 在无节流模式转换为内部 EGR 模式时，由于排气道内的高温废气在排气门二次开启后迅速冲入气缸内，使该循环的进气流量得到快速降低；同时，排气道内回流的废气降低了排气压力和排气能量，改变了涡轮增压

器的工作状态，进而改变了进气状态，从而使缸内压力的稳定相较气门瞬态转换出现了一些延迟. 可知，在无节流与内部 EGR 两种工作模式转换时，仅有 1 个过渡循环的缸内最大爆发压力出现较大变化，其余循环的缸内最大爆发压力保持相对稳定.

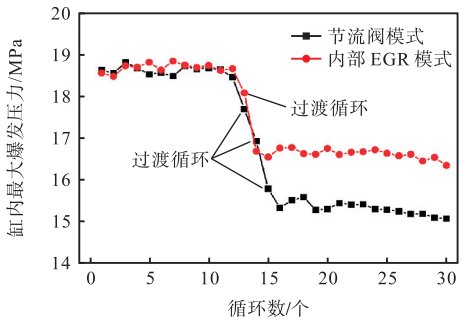



**图 4　工作模式切换过程的缸内最大爆发压力**

**Fig.4　Maximum burst pressure inside the cylinder during the working mode switching process**

在无节流模式转换为节流阀模式时，由于在节流阀与气缸之间的进气管和进气道内留存了一定量的气体，需要数个循环的过渡时间才能将该部分气体形成一定的真空度，以实现降低进气流量的目的. 另外，进气流量的变化同时也改变了涡轮增压器的工作状态，其重新平衡也需要一定的过渡时间. 最终无节流与节流阀模式转换时，至少有 3 个过渡循环的缸内最大爆发压力出现较大变化（图 4）.

综上可知，与节流阀方式相比，内部 EGR 热管理模式在工况转换上具有响应迅速的特点，这对于柴油机排气热管理的精准调控和商业化应用具有明显优势.

## 2.2　内部 EGR 对进/排气性能及泵气损失的影响

图 5 示出柴油机转速为 1 200 r/min、平均有效压力为 1.156 MPa 工况下的实测进/排气压力.

为了保持排气热管理效能的基本一致，通过调节节流阀开度使节流阀与内部 EGR 两种热管理模式的进气流量均为 674 kg/h. 当柴油机处于内部 EGR 热管理模式时，由于进气过程进气门和排气门处于同时开启状态，使进气道和排气道内的气体同时向气缸内流动，即缸内充量由通过进气门进入的新鲜充量和通过排气门进入的高温含氧废气两部分组成，也导致柴油机进气流量相应降低. 同时，在排气门二次开启阶段，由于进气道、排气道和燃烧室三者是相互连通的，导致进气道和排气道之间的压差迅速降低. 可知，内部 EGR 模式下进气管内的平均压力为 227.2 kPa，排气管内的平均压力为 228.0 kPa，进/排气压差仅为 0.8 kPa，而在节流阀热管理模式下，在节流阀节流作用下进气管的平均压力仅为 185.8 kPa，排气管的平均压力则为 238.2 kPa，导致进/排气压差高达 52.4 kPa. 此外，由于部分热废气在进气冲程直接进入气缸内，也导致内部 EGR 模式下的排气压力比节流阀热管理模式有所降低.

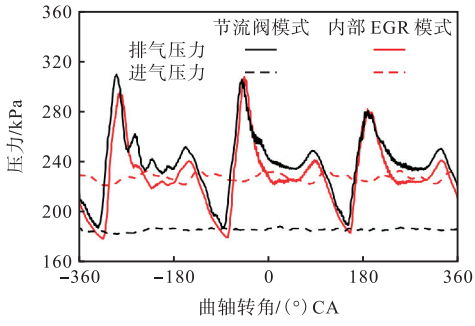



**图 5　内部 EGR 对进/排气性能的影响**

**Fig.5　Effect of iEGR on intake and exhaust performance**

图 6 为柴油机 50% 负荷时不同转速下的进/排气压差，其中同一转速下两种排气热管理模式的进气流量保持相同. 可以看出，在相同转速下，内部 EGR 热管理模式的进/排气压差明显低于采用节流阀热管理模式；节流阀热管理模式的进/排气压差随着转速的提高迅速升高，而内部 EGR 热管理模式的进/排气压差却保持相对稳定.

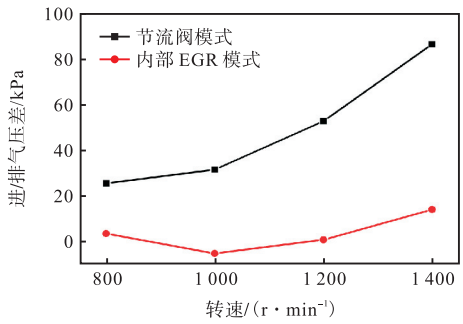


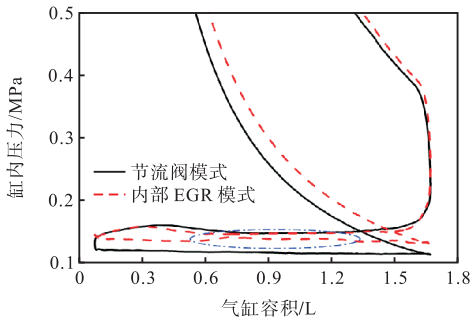

**图 6　不同转速下的进/排气压差**

**Fig.6　Intake and exhaust pressure difference at different rotating speeds**

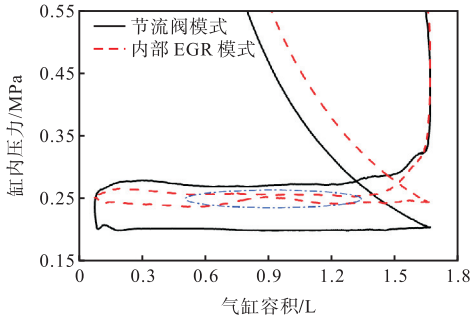
由于排气门二次开启使内部 EGR 模式下的进气压力、排气压力和进/排气压差出现了明显的差异，从而导致泵气损失也发生相应的变化. 图 7 示出转速为 800 r/min 和 1 200 r/min 时的低压示功图，表 3 为不同转速下两种工作模式的泵气损失平均有效压力对比. 由图 7 和表 3 可知，同一转速下两种排气热管理模式的进气流量和平均有效压力保持相同. 图 7 中，排气门二次开启导致的热废气回流使缸内进气压力明显升高，且缸内压力曲线在进气冲程的中、后期出现明显的上凸现象（蓝色椭圆曲线）；在膨胀冲程的末期，内部 EGR 模式的缸内压力曲线高于节流阀模

式，但在排气过程中，内部 EGR 模式的缸内压力曲线却全部低于节流阀模式的缸内压力曲线，说明排气门二次开启对柴油机进/排气过程有重要影响.

由表 3 可以看出，内部 EGR 模式下的 PMEP 较低，且不受转速的影响，始终维持在较低水平；而节流阀模式下的 PMEP 较高，并且随着转速升高，PMEP 有显著增大的变化趋势. 与节流阀热管理模式相比，内部 EGR 模式下的泵气损失有显著降低，降低幅度为 62.2% ~ 88.7%.




（a）转速为 800 r/min




（b）转速为 1 200 r/min

**图 7 不同热管理模式下的低压示功图**

**Fig.7 Low-voltage indicator diagrams in different thermal management mode**

**表 3 不同转速下的泵气损失平均有效压力**

**Tab.3 Pumping mean effective pressure at different rotating speeds**

| 转速/(r · min$^{-1}$) | 内部 EGR 模式/kPa | 节流阀模式/kPa | 降幅/% |
|---|---|---|---|
| 800 | −11.22 | −29.67 | 62.2 |
| 1 000 | −4.12 | −36.42 | 88.7 |
| 1 200 | −14.41 | −63.39 | 77.3 |
| 1 400 | −35.21 | −100.00 | 64.7 |

## 2.3 内部 EGR 对燃烧性能的影响

图 8 示出柴油机转速为 1 200 r/min、平均有效压力为 1.156 MPa 的工况下 3 种工作模式的缸内压力和燃烧放热率. 3 种工作模式的主喷喷油提前角均为 8° CA BTDC，预喷喷油提前角均为 18° CA BTDC，且预喷油量相同，两种排气热管理模式下的进气流量均为 674 kg/h. 可以看出，在预喷燃烧阶段，受进气节流的影响，节流阀模式在压缩终点的缸内压力最低，预喷燃烧的滞燃期最长，放热率峰值最高；受高温废气回流的影响，内部 EGR 模式在压缩终点的缸内温度最高，使得预喷燃烧的滞燃期最短，放热率峰值最低；无节流模式的滞燃期和放热率峰值处于前两者之间. 在主燃烧阶段，由于无节流模式的进气流量最大（886 kg/h），使得缸内气体压力最高；受高温废气回流的影响，内部 EGR 热管理模式的缸内气体压力高于节流阀模式，但低于无节流模式；受进气节流的影响，节流阀模式的气体缸内压力最低. 表 4 为 3 种工作模式的主要燃烧性能参数.

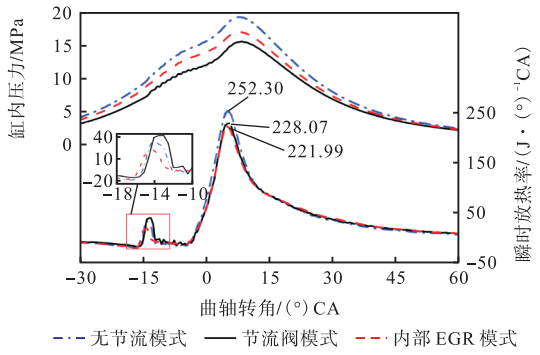



**图 8 缸内压力和放热率**

**Fig.8 In-cylinder pressure and instantaneous heat release rate**

**表 4 不同热管理策略下燃烧性能参数**

**Tab.4 Combustion performance parameters under different thermal management strategies**

| 模式 | CA 50/(°) CA | CA 90/(°) CA | 燃烧持续期/(°) CA | 最大放热率/(J · (°)$^{-1}$ CA) |
|---|---|---|---|---|
| 无节流 | 11.63 | 45.11 | 41.63 | 252.30 |
| 节流阀 | 13.34 | 52.30 | 48.17 | 228.07 |
| 内部 EGR | 14.22 | 50.48 | 46.97 | 221.99 |

结合图 8 和表 4 可以看出，与节流阀模式相比，内部 EGR 模式的最大放热率降低，燃烧重心 CA 50 相对滞后. 这是因为采用内部 EGR 的热管理模式时，高温废气经由排气道回流，这部分未组织缸内气体流动的废气进入燃烧室后，削弱了缸内气体流动和油、气扩散混合的速率，使得燃烧速率变慢. 表 4 中，内部 EGR 模式下 CA 50 虽然推迟，但 CA 90 反而得到提前，燃烧持续期也得到相应缩短. 其主要原因是在该工况下可燃混合气的过量空气系数为 2.1，说明排气道内的热废气中含有不低于 50% 的剩余氧气. 这部分回流的含氧热废气使燃烧室内的实际含氧量增多，从而使可燃混合气的后燃得到一定程度的改善，CA 90 也得到相应提前，燃烧持续期也得以相应缩短.

由于无节流模式没有排气热管理的作用，其进气流量最大，过量空气系数最高，导致其最大放热率最高，燃烧持续期最短. 无节流模式的缸内最大爆发压力最高（19.07 MPa），瞬时放热率的峰值高达 252.3 J/(°)CA. 综合上述因素，内部 EGR 模式下的循环喷油量为 103.94 mg/cyc，已非常接近无节流模式的循环喷油量（103.91 mg/cyc）；而节流阀工作模式下的循环喷油量已上升为 107.25 mg/cyc，相较无节流模式增大了 3.1%.

针对采用内部 EGR 模式后出现 CA 50 后移的问题，笔者提出通过调整喷油提前角以改善燃烧性能的优化燃烧措施. 图 9 示出转速为 1 200 r/min、平均有效压力为 1.156 MPa 工况下喷油提前角对燃烧性能的影响. 通过将喷油提前角从 8° CA BTDC 依次调整为 12° CA BTDC 和 16° CA BTDC，使得最大缸内压力显著上升，CA 50 前移，从而改变其燃烧性能. 当喷油提前角由 8° CA BTDC 调整为 12° CA BTDC 时，此时放热主要集中在上止点附近，CA 50 从 14.22° CA 提前为 11.74° CA，缸内最大压力为 18.30 MPa，低于无节流模式，燃油消耗率也得到改善，由 204.2 g/(kW · h)降为 202.8 g/(kW · h).

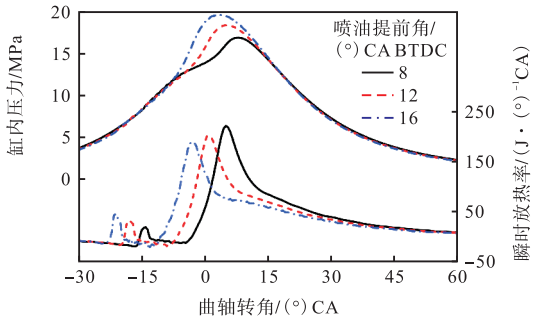



**图 9　喷油提前角对燃烧性能的影响**

**Fig.9　Effect of fuel injection advance angle on combustion performance**

此外，采用内部 EGR 热管理模式时，受高温含氧废气回流的影响，混合气的滞燃期缩短，可改善柴油机的粗暴燃烧，因而采用内部 EGR 模式时可考虑调整预喷、主喷间隔时间，优化预喷燃烧，实现燃油经济性的进一步改善.

图 10 示出转速为 1 200 r/min、平均有效压力为 1.156 MPa 工况下，基于内部 EGR 热管理模式进行燃油优化取得的相应效果. 可知，由于内部 EGR 相比节流阀大幅降低了泵气损失，使燃油消耗率由 210.7 g/(kW · h)降至 204.2 g/(kW · h). 进一步通过调整喷油提前角和预喷时间，使燃油经济性能依次改善. 优化后内部 EGR 模式的燃油消耗率降至 201.1 g/(kW · h)，比节流阀模式下降 4.6%.

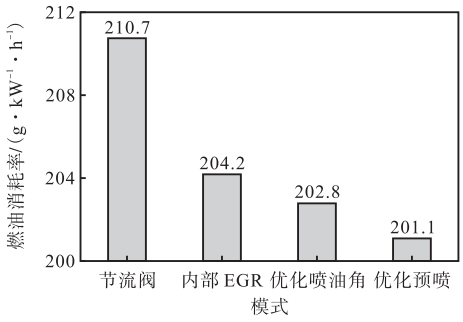



**图 10　各模式对燃油消耗率的影响**

**Fig.10　Effect of various modes on fuel consumption rates**

## 2.4　内部 EGR 对排气温度和燃油消耗率的影响

图 11 为柴油机 50% 负荷工况下不同排气热管理模式在各转速下的燃油消耗率，其中同一转速下的进气流量保持相同. 可知，由于泵气损失的降低，使内部 EGR 热管理模式的燃油消耗率在各转速下均明显低于节流阀模式. 通过优化喷油时间、预喷方式等措施，使内部 EGR 热管理模式的燃油消耗率得到进一步降低. 与节流阀模式相比，内部 EGR 热管理模式优化后的燃油消耗率降幅达到 4.26% ~ 6.62%.

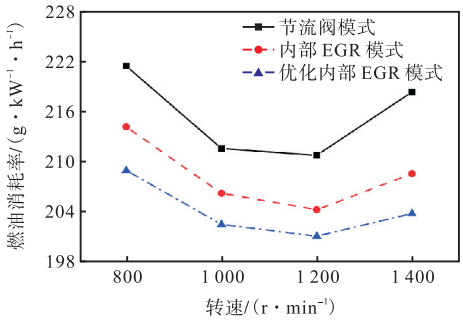



**图 11　不同排气热管理模式下的燃油消耗率**

**Fig.11　Fuel consumption rates under different exhaust thermal management modes**

常用的热管理模式在提高排气温度的同时，通常伴随着燃油消耗率的上升，为综合评价不同热管理模式下的综合效能，定义油耗温升比 $\lambda$ 为

$$\lambda=\frac{100\cdot\Delta b_{\mathrm{e}}}{\Delta t}=\frac{100\cdot\left(\Delta b_{\mathrm{e1}}-\Delta b_{\mathrm{e0}}\right)}{t_{\mathrm{r1}}-t_{\mathrm{r0}}} \tag{1}$$

式中：$b_{\mathrm{e1}}$ 为热管理模式下燃油消耗率；$b_{\mathrm{e0}}$ 为无节流模式燃油消耗率；$t_{\mathrm{r1}}$ 为热管理模式下排气温度；$t_{\mathrm{r0}}$ 为无节流模式排气温度. $\lambda$ 表征了某种热管理模式下排气温度每提高 100 ℃时，所额外增加的燃油消耗率. $\lambda$ 越小，即排气温度每提高 100 ℃时，所额外消耗的燃油越少，说明该排气热管理的综合效能越好；反之，则表明该排气热管理方式对燃油经济性能的负作

用越大.

图 12 示出柴油机 50% 负荷下不同热管理模式在各个转速时的排气温度和油耗温升比 $\lambda$. 可知，在相同转速时，内部 EGR 模式的排气温度与无节流模式相比均得到了显著提升，但略低于节流阀模式，主要是由于节流阀模式的泵气损失大幅增加，燃油消耗率也随之增加，导致排气温度也相应提高. 同时，在各个转速下，内部 EGR 模式的油耗温升比 $\lambda$ 都明显低于节流阀模式，其中内部 EGR 在 4 种转速下的平均 $\lambda$ 仅为−1.6 g/(kW · h) · (100 ℃)，而节流阀模式的平均 $\lambda$ 高达 10.0 g/(kW · h) · (100 ℃)，表明内部 EGR 热管理模式在提高排气温度的同时，额外消耗的燃油量显著低于节流阀热管理模式，其排气热管理的综合效能更加优越.

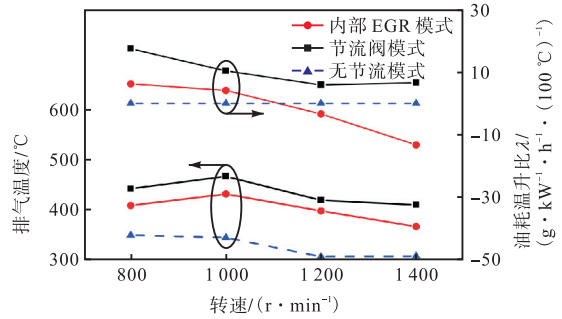



**图 12 不同热管理模式的排气温度和油耗温升比 $\lambda$**

**Fig.12 Exhaust temperature and fuel consumption to temperature rise ratio under different thermal management modes**

由于 FHVVS 的结构原因，使排气门二次开启的最大升程和开启持续期受到一定的限制，从而导致内部 EGR 率也受到相应限制，导致难以通过单纯的内部 EGR 大幅度提升柴油机排气温度. 为此，笔者提出“内部 EGR + 节流阀”的复合热管理模式，以满足柴油机中等负荷时 DPF 再生需要大幅度提升排气温度的需求. 图 13 示出转速为 1 200 r/min、平均有效压力为 1.156 MPa 工况下不同排气热管理工作模式的排气温度、燃油消耗率和油耗温升比 $\lambda$. 可以看出，采用“内部 EGR + 节流阀”方式可以使排气温度由无节流的 308 ℃升至 522 ℃，温升高达 214 ℃，使柴油机在常用的中等负荷工况即能够满足柴油机 DPF 高效再生的温度需求. 当两种热管理模式达到基本相同的排气温度时，与节流阀热管理模式相比，采用“内部 EGR + 节流阀”热管理模式的燃油消耗率降低 4.4%，明显改善了柴油机的燃油经济性能.

由图 13 中还可以看出，内部 EGR 热管理模式的油耗温升比 $\lambda$ 仅为 − 3.3 g/(kW · h) · (100 ℃)，“内部 EGR + 节流阀”复合热管理模式的 $\lambda$ 为 3.0 g/(kW · h) · (100 ℃)，而节流阀热管理模式的油耗温升比 $\lambda$ 为 9.6 g/(kW · h) · (100 ℃). 对比 3 种排气热管理模式的油耗温升比 $\lambda$ 可以看出：内部 EGR 热管理模式的油耗温升比 $\lambda$ 最低，燃油经济性能最高，但排气温度的提升幅度受限，适用于柴油机在中等负荷下长期运行，满足选择性催化还原的排气温度需求. 采用“内部 EGR + 节流阀”复合热管理模式的 $\lambda$ 较低，虽然燃油经济性能有所降低，但排气温度的提升幅度大，能够完全满足柴油机中等负荷时 DPF 再生的排气温度需求. 节流阀热管理模式的油耗温升比 $\lambda$ 最高，是燃油经济性能最差的一种排气热管理模式. 可见，油耗温升比 $\lambda$ 较为客观地表达了各种排气热管理模式对柴油机排气温度和燃油经济性的综合影响.

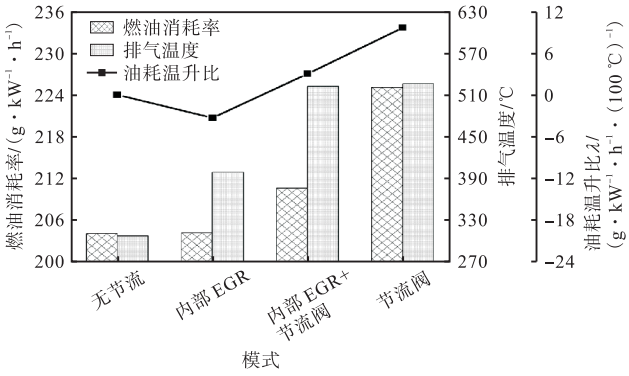



**图 13 不同模式下的热管理效能**

**Fig.13 Thermal management performance in different operating modes**

## 3 结 论

(1) FHVVS 实现了排气门在进气冲程的二次开启，且排气门单次开启和二次开启之间的转换具有快速、平稳的特点；与节流阀方式相比，基于排气门二次开启的内部 EGR 热管理模式在工况转换上具有响应迅速的优势.

(2) 排气门二次开启使柴油机进/排气压差明显降低，且随着转速的升高，该进/排气压差保持相对稳定；与节流阀热管理模式相比，内部 EGR 热管理模式使相同进气流量时的泵气损失大幅度降低 62.2% 以上，燃油消耗率降低 4.26% ~ 6.62%.

(3) 受高温含氧废气回流作用的影响，内部 EGR 模式使最大放热率降低、燃烧重心 CA 50 推迟，但 CA 90 反而提前，燃烧持续期也相应缩短；通过适当调节供油提前角等措施可改善燃烧性能参数，降低柴油机的燃油经济性能.

（4）提出了油耗温升比 $\lambda$ 的概念，在转速为 800 ~ 1 400 r/min 的中等负荷工况下，节流阀热管理模式的平均油耗温升比 $\lambda$ 为 10.0 g/（kW · h）·（100 ℃），而内部 EGR 模式的油耗温升比 $\lambda$ 仅为 –1.6 g/（kW · h）·（100 ℃）.

（5）采用“内部 EGR + 节流阀”的热管理模式可使柴油机在中等负荷下的排气温度大幅度升至 522 ℃，满足柴油机 DPF 高效再生的温度需求；该热管理模式的油耗温升比 $\lambda$ 为 3.0 g/（kW · h）·（100 ℃），明显低于节流阀模式对应的油耗温升比 $\lambda$.

**参考文献：**


［1］ Wang X，Wang C，Gao T，et al. Analysis of the engine test cycles from China Ⅵ heavy duty vehicle standard and China automotive test cycle[J]. E3S Web of Conferences，2021，268：01020.

［2］ 景晓军，任烁今，汪晓伟，等. 重型车下阶段排放法规基本思路与发展趋势[J]. 汽车安全与节能学报，2023，14(2)：133-156.

［3］ 刘世宇，王国仰，谭致，等. 满足超低 $NO_x$ 排放标准的紧凑耦合 SCR 系统控制策略研究[J]. 汽车工程，2020，42(12)：1630-1637，1694.

［4］ Fino D，Bensaid S，Piumetti M，et al. A review on the catalytic combustion of soot in diesel particulate filters for automotive applications：From powder catalysts to structured reactors[J]. Applied Catalysis A：General，2016，509：75-96.

［5］ 王鹏，毕玉华，韩慧芳，等. 基于正交试验设计的 DPF 再生特性影响因素研究[J]. 昆明理工大学学报：自然科学版，2021，46(5)：46-55.

［6］ 吴恒，程晓章，韦伟. DPF 再生温度控制策略研究[J]. 合肥工业大学学报（自然科学版），2020，43(6)：731-735.

［7］ 王金豪，毕玉华，申立中，等. 高原环境下进排气节流对柴油机性能的影响[J]. 内燃机工程，2022，43(3)：36-44.

［8］ Chen S，Ma C，Zhang H，et al. Engine performance improvements through turbocharger matching and turbine design[J]. Energy Science and Engineering，2022，10(9)：3384-3396.

［9］ Wang B，Xie F，Duan J，et al. Improving the partial-load performance and emission of GDI engine by combining injection strategy and exhaust variable valve timing technology[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering，2023，45：549-567.

［10］ 孙宾宾，常思勤，刘梁. 采用进气门二次开启控制策略实现内部 EGR 的研究[J]. 汽车工程，2014，36(2)：145-150.

［11］ 卢小锐，高文志，高博，等. 内部 EGR 对柴油机燃烧排放性能影响的研究[J]. 汽车工程，2014，36(9)：1029-1033，1067.

［12］ 陈贵升，李冰，李靓雪，等. 气门二次开启策略对柴油机性能及能量损失的影响[J]. 内燃机工程，2021，42(2)：53-63.

［13］ Akgül V，Özener O，Büyük C，et al. Numerical investigation and multi-objective optimization of internal EGR and post-injection strategies on the combustion，emission and performance of a single cylinder，heavy-duty diesel engine[J]. Energies，2021，14(1)：15-35.

［14］ Joshi M C，Shaver G M，Vos K，et al. Internal exhaust gas recirculation via reinduction and negative valve overlap for fuel-efficient aftertreatment thermal management at curb idle in a diesel engine[J]. International Journal of Engine Research，2022，23(3)：369-379.

［15］ Sun W，Zhu G，Guo L，et al. Optical diagnostic study of internal and external EGR combined with oxygenated fuels of *n*-butanol，$PODE_3$ and DMC to optimize the combustion process of FT synthetic diesel[J]. Fuel，2024，355：129390.

［16］ 魏枫展，张晋群，常英杰，等. 全可变液压气门运动特性及其泵气损失[J]. 内燃机学报，2020，38(1)：57-63.

［17］ 李智敏，张晋群，贾德民，等. 全可变气门技术对二冲程缸内制动性能的影响[J]. 内燃机学报，2023，41(4)：315-323.