

# 柴油机全工况废气能量及动力涡轮回收特性试验分析\*

张赛<sup>1</sup>, 简晓春<sup>1</sup>, 吴胜利<sup>1</sup>, 刘纯志<sup>1</sup>, 邓彪<sup>2</sup>

(1.重庆交通大学 交通运输学院, 重庆 400060; 2.重庆车辆检测研究院, 重庆 401122)

**摘要:** 为提高内燃机能量利用率, 搭建柴油机废气能量动力涡轮回收系统试验台架, 研究废气能量组成及动力涡轮回收特性; 根据试验数据分析全工况下废气能量、动力涡轮输出能量及回收效率变化规律, 从废气做功能力和回收效率敏感度两个角度对 3 种形式废气能量品质进行分析。结果表明, 动力涡轮最大输出功率达 8.34 kW; 存在一个最佳工况点, 回收效率达到最高的 27.2%; 余热能品质最高。

**关键词:** 汽车; 柴油机; 全工况; 能量回收; 动力涡轮

中图分类号: U461.8

文献标志码: A

文章编号: 1671-2668(2019)03-0001-04

内燃机燃料燃烧释放的能量约 1/3 被排气带走, 回收这部分能量对提升内燃机燃料利用率具有很大社会和经济效益。废气能量回收利用方式有多种, 利用动力涡轮将废气能量转化为机械能, 可驱动发电机发电或其他旋转装置。许多学者对内燃机废气能量回收利用进行了研究, 如方金莉等对内燃机余热进行基础研究, 分析了朗肯循环对回收内燃机废气余热的影响; 刘敬平等采用试验和仿真相结合的方法对内燃机排气能量流进行研究, 建立了 3 种形式能量流计算模型; 张铁鑫等分析了动力涡轮直径大小对汽车柴油机排气余热回收的影响; 付建勤等基于布雷顿空气循环原理, 分析了循环参数、排气参数和环境温度对排气能量回收效率的影响。该文搭建柴油机废气能量动力涡轮回收系统试验台架, 通过试验揭示全工况下废气能量的变化规律, 分析不同工况下废气能量回收效率及 3 种形式能量的做功能力。

## 1 试验系统构建

如图 1 所示, 在柴油机废气能量动力涡轮回收试验系统中, 高温、高压、高速的废气通过排气管道进入涡轮并开始膨胀加速, 通过涡轮叶片推动输出端转子旋转对外做功, 实现废气由低品位能量到高位机械能的转换。其中: 动力涡轮由 J56-2 型涡轮增压器改装而来, 试验中拆除压气机; 分支管处的耐高温金属转换阀门可根据不同工况控制排气流量,

以防动力涡轮超速、超负荷运行; 发动机各项性能参数由发动机测控仪显示; 试验柴油机为 YND485Q 型自然吸气式车用发动机, 其技术参数见表 1。

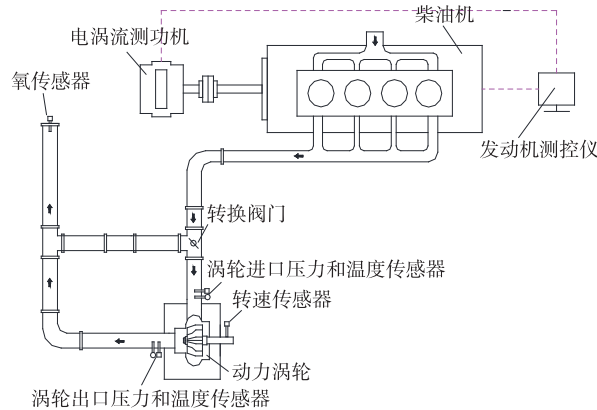


图 1 柴油机废气能量动力涡轮回收试验系统的构成

表 1 柴油机的基本技术参数

| 项目  | 参数值          |
|---|--------------|
| 发动机型式                                     | 直列四缸         |
| 缸径/mm                                     | 85           |
| 活塞行程/mm                                   | 95           |
| 额定功率/kW 和转速/(r · min <sup>-1</sup> )      | 36; 3 200    |
| 额定转矩/(N · m) 和转速/(r · min <sup>-1</sup> ) | 118.2; 2 240 |
| 排量/L                                      | 2.1          |
| 压缩比                                       | 18           |

## 2 废气能量组成分析

为计算全工况废气能量和动力涡轮输出能量,

\* 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51705052)

选取 9 条转速曲线,分别从 1 600 r/min 增加至 3 200 r/min,增加间隔为 200 r/min;对应每个转速下设置 9 个负荷工况点,分别从 10% 负荷增加至 100% 负荷,增加间隔为 10% 负荷。

## 2.1 废气能量计算模型

柴油机废气能量由余热能、余压能和余动能三部分组成,即  $Q_{\text{总}} = Q_{\text{热}} + Q_{\text{压}} + Q_{\text{动}}$ 。废气能量计算中作如下假设:1) 忽略系统各部件及管路中的热损失和压力损失;2) 柴油机排气为系统唯一高温热源;3) 换算之后标准状态环境温度为 299 K。余动能按式(1)计算,余压能近似按式(2)计算,余热能按式(3)计算。

$$Q_{\text{动}} = \frac{1}{2} m_{\text{ex}} \cdot v_{\text{ex}}^2 \quad (1)$$

$$Q_{\text{压}} = m_{\text{ex}} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R_g \cdot T_{\text{ex}} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_0}{p_{\text{ex}}} \right)^{(k-1)/k} \right] \quad (2)$$

$$Q_{\text{热}} = m_{\text{ex}} \cdot \int_{T_0}^{T_{\text{ex}}} C_{V_{\text{ex}}} dT \quad (3)$$

式中:  $m_{\text{ex}}$  为排气质量流量(kg/s);  $v_{\text{ex}}$  为排气在管道

中的流速(m/s);  $k$  为排气比热容[J/(kg·K)];  $R_g$  为排气气体常数[kJ/(kg·K)];  $T_{\text{ex}}$  为排气温度(K);  $p_0$  为标准状态下大气压力(kPa);  $p_{\text{ex}}$  为排气压力(kPa);  $T_0$  为环境温度(K);  $C_{V_{\text{ex}}}$  为排气定容比热容[kJ/(kg·K)]。

式(1)~(3)中,排气质量流量  $m_{\text{ex}}$  通过过量空气系数和燃油消耗率间接计算得出,排气定容比热容  $C_{V_{\text{ex}}}$  为排气温度的单值函数,可根据排气成分并通过插值法计算得出。

## 2.2 废气能量分析

为准确、全面地反映废气能量组成情况,结合试验数据与式(1)~(3)绘制全工况下 3 种形式能量及废气总能量 MAP 图(见图 2)。从图 2 可看出:1) 余动能随着发动机转速和负荷的增大而增大,但整体能量值不是很高,最高只有 1.06 kW。2) 余压能同样随着发动机转速和负荷的增大而增大,当发动机转速为 3 200 r/min、转矩为 110 N·m 时,余压能达到最高的 3.60 kW。3) 余热能与另外两种形式能量的变化规律基本一致,但其数值大很多,最小

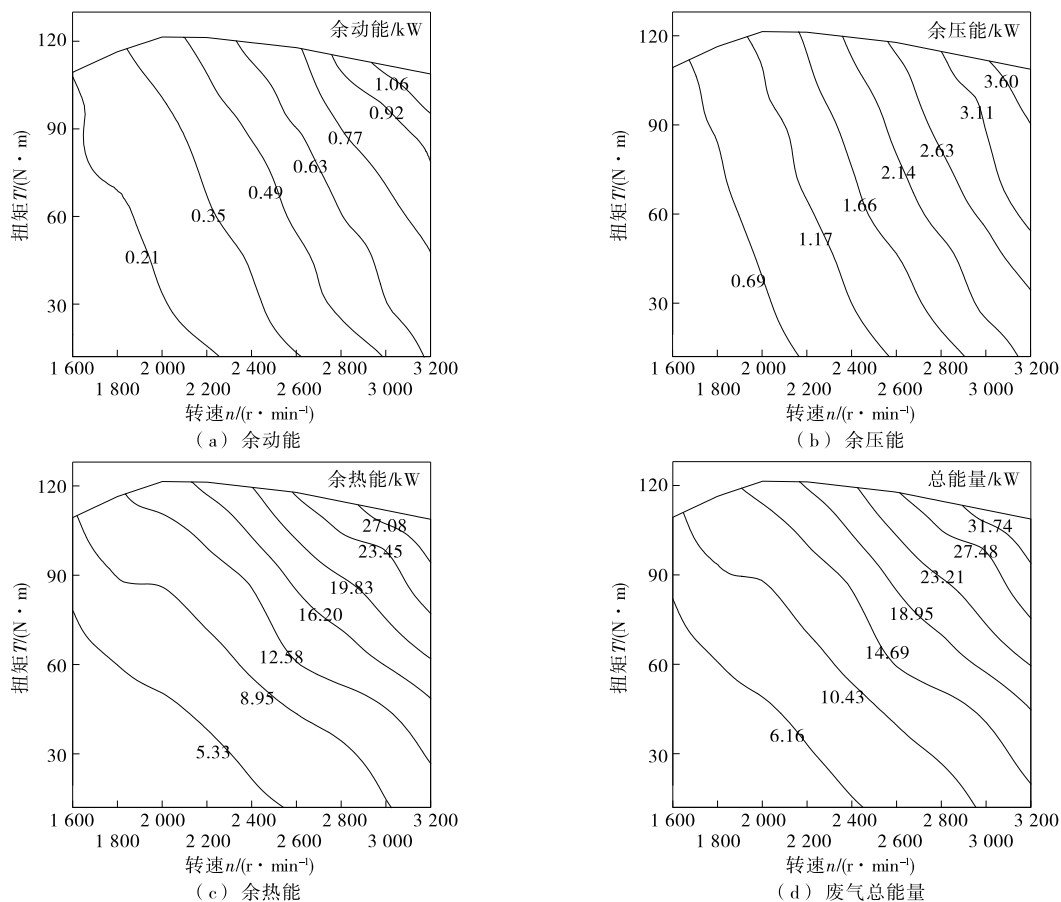


图 2 全工况下废气能量组成

值为 5.33 kW,最大高达 27.08 kW。另外,当发动机在转速低于 2 600 r/min、转矩低于 70 N·m 的区域运行时,余热能变化较平稳;之后由于废气温度急剧上升,余热能变化幅度较明显。4) 发动机转速为 3 200 r/min、转矩为 110 N·m 时,总能量达到最大值,约为 31.7 kW。

图 3 是全工况下 3 种形式能量占废气总能量的百分比。从图 3 可以看出:整个工况下余热能占比最大,为 82.65%~89.58%;余压能占比次之,为 7.64%~13.60%;余动能占比最小,只占 2.78%~3.75%。在整体变化趋势方面,随着发动转速和负荷的增大,余热能占比逐渐降低,余压能占比逐渐增加,余动能占比基本不变。

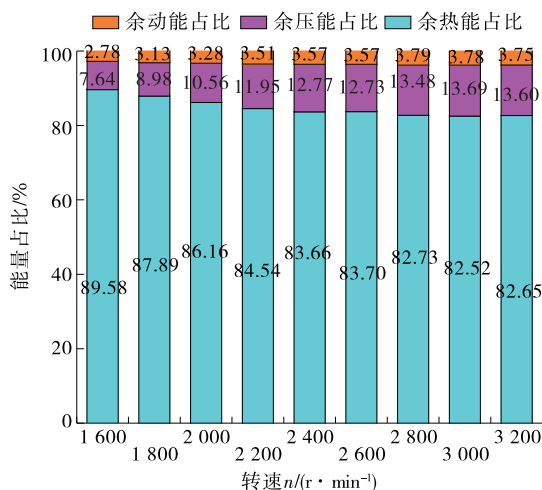


图3 全工况下3种形式能量占比分布

### 3 废气能量回收效率

动力涡轮输出功率一般难以直接计算。由于试验动力涡轮由涡轮增压器改装而来,可通过类比单级涡轮增压器输出功率的计算方法,间接得出动力涡轮输出功率,计算公式为:

$$P_T = m_{ex} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R_g \cdot T \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \right] \cdot \eta_T \quad (4)$$

式中:  $P_T$  为动力涡轮输出功率(kW);  $T$  为涡轮进气口处排气温度(K);  $p_1$ 、 $p_2$  分别为涡轮进、出口排气压力(kPa);  $\eta_T$  为动力涡轮效率。

依据试验数据及式(4),计算得出全工况下动力涡轮输出功率分布见图4。从图4可看出:全工况下动力涡轮输出功率同样随着发动机转速与负荷的增大而增大,为 1.41~8.34 kW。

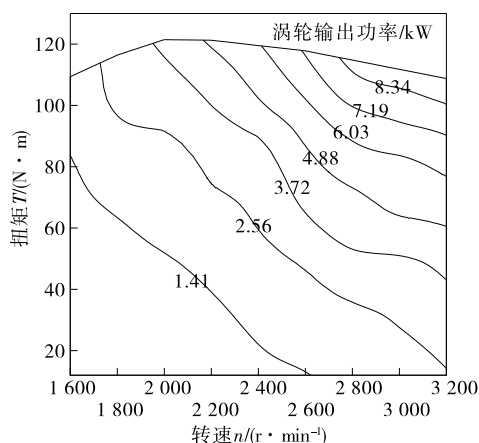


图4 全工况下动力涡轮输出功率

进一步得出废气能量回收效率  $\eta_{hs}$  为:

$$\eta_{hs} = \frac{P_T}{P_{ex}} \times 100\% \quad (5)$$

式中:  $P_{ex}$  为废气总能量(kW)。

结合试验数据及式(5),计算得到全工况下废气能量回收效率分布见图5。从图5可看出:全工况各转速对应的回收效率都呈先升高后降低的趋势,从 1 600 r/min、27 N·m 时最低的 16.1% 逐渐升高至 3 200 r/min、100 N·m 时最高的 27.2%,之后逐渐下降至 3 200 r/min、100 N·m 时的 19.8%。

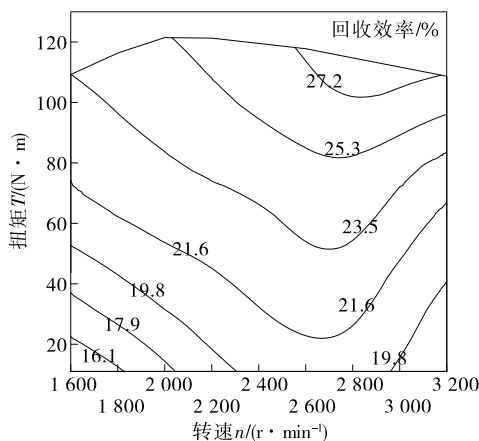


图5 全工况下废气能量回收效率

### 4 废气能量品质分析

#### 4.1 废气做功能力

废气做功能力即废气能量可经动力涡轮转换为机械功的能力,它是衡量废气可用能品质的一个重要指标。3 种形式能量形成机理差异较大,导致各自做功能力也不尽相同。

动力涡轮作为废气能量的换能装置,其输出能

量全部由废气能量转换而来。相同工况下,某种形式能量转换率越大,则该形式能量做功能力越大;反之,越小。由于转换率不是一成不变的,而是随着发动机工况的改变而变化,难以直接计算。为得出3种形式能量做功能力大小,通过比较同一转速下相邻两负荷间动力涡轮输出能量与各种形式能量的相对增幅,并定义计算各转速工况下3种形式能量平均转换率来反映各自的做功能力,公式如下:

$$\bar{\psi}_{\text{热,压,动}} = \frac{1}{8} \sum_{i=1}^8 \left[ \frac{(P_{T(i+1)} - P_{T(i)})/P_{T(i)}}{(P_{\text{exh}(i+1)} - P_{\text{exh}(i)})/P_{\text{exh}(i)}} \right] \quad (6)$$

式中: $\bar{\psi}$ 为某种形式能量的平均转换率; $P_{\text{exh}}$ 为某种形式能量(kW); $P_T$ 为动力涡轮输出功率(kW); $i$ 为负荷区间, $i=1,2,\dots,8$ 。

结合试验数据与式(6),计算得到全转速范围内3种形式能量各自平均转换率分布见图6。从图6可看出:全转速范围内余热能的平均转换率最大,余压能次之,余动能最小,表明余热能做功能力最大。这是因为废气在涡轮喷嘴环膨胀降压过程中散失到空气中的热量很少,加之涡轮容积一定,涡轮进、出口的废气温差相对增长率从一开始的6.0%增至12.5%,涡轮进、出口的废气压比也从一开始的1.1增至1.3,导致废气在动力涡轮中的膨胀程度加剧,气体流速得以继续增加,废气推动涡轮叶片旋转的能力增强,余热能被进一步转换利用。

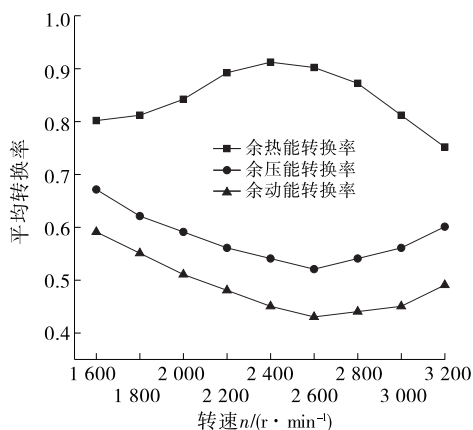


图6 全转速范围内3种形式能量各自平均转换率

#### 4.2 回收效率敏感度

回收效率作为衡量系统回收性能的重要参数,直接反映动力涡轮对废气能量的回收效果,回收效率高且变化幅度小,则回收效果好。根据图5,各转速工况下的回收效率变化规律基本一致,取100%

负荷下各转速对应的回收效率为分析对象。图7为100%负荷下全转速范围内废气能量回收效率。从图7可以看出:随着发动机转速的增加,回收效率总体呈上升趋势,从1600 r/min时的20.2%增长至2800 r/min时的24.3%;之后不但没有上升,反而逐渐降至3200 r/min时的24.0%。

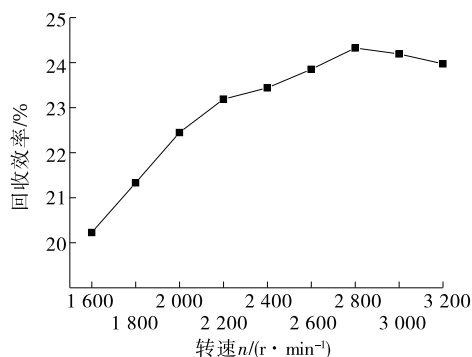


图7 100%负荷下废气能量回收效率

为分析废气对回收效率产生这种变化的影响,提出回收效率敏感度:同一转速下,相邻两负荷区间内的能量占比变化量与回收效率变化量之比,它反映不同形式能量对回收效率的影响程度。受某种形式能量影响的回收效率敏感度越大,则回收效率受到该形式能量的影响越明显。其表达式如下:

$$\varepsilon = \frac{|\sigma_{j+1} - \sigma_j|}{|\eta_{\text{hs}(j+1)} - \eta_{\text{hs}(j)}|} \quad (7)$$

式中: $\varepsilon$ 为回收效率敏感度; $\sigma$ 为某种形式能量占比; $\eta_{\text{hs}}$ 为回收效率; $j$ 为转速区间, $j=1,2,\dots,8$ 。

表2 全工况下受3种形式能量影响的回收效率敏感度分布

| 转速/<br>( $r \cdot \min^{-1}$ ) | 受不同形式能量影响的回收效率敏感度 |        |        |
|--------------------------------|-------------------|--------|--------|
|                                | 受余热能影响            | 受余压能影响 | 受余动能影响 |
| 1 600                          | 1.80              | 1.52   | 0.18   |
| 1 800                          | 1.77              | 1.43   | 0.34   |
| 2 000                          | 1.84              | 1.42   | 0.22   |
| 2 200                          | 2.24              | 1.67   | 0.37   |
| 2 400                          | 2.31              | 1.74   | 0.57   |
| 2 600                          | 1.80              | 1.31   | 0.39   |
| 2 800                          | 1.96              | 1.41   | 0.35   |
| 3 000                          | 2.08              | 1.66   | 0.42   |
| 3 200                          | 2.13              | 1.62   | 0.61   |

表2为全工况下受3种形式能量影响的回收效率敏感度分布。从表2可看出:各转速下受余热能影响的回收效率敏感度最大,受余压能影响的次之,受余动能影响的最小。回收效率受余热能影响大,

(下转第32页)

- International Conference of Chinese Transportation Professionals (ICCTP)[C].2011.
- [30] 马畅,敖谷昌,邵毅明.信号协调控制下城市干道运行效率评价研究[J].交通信息与安全,2012,30(4).
- [31] 李小静,刘立舰.基于灰关联度聚类法的交叉口综合质量评价[J].山东交通学院学报,2013,21(1).
- [32] 高云峰,胡华,陈红洁,等.交叉口群交通控制实时评价模型仿真研究[J].系统仿真学报,2007,19(24).
- [33] Haijian Li, Na Chen, Lingqiao Qin, et al. Queue length estimation at signalized intersections based on magnetic sensors by different layout strategies[J]. Transportation Research Procedia, 2017, 25.
- [34] 王东柱,陈艳艳,李亚檬.基于浮动车停车点数据交叉口车辆排队长度计算方法[J].公路交通科技,2012,29(12).
- [35] 庄立坚,何兆成,叶伟佳,等.基于浮动车数据的排队长度检测方法研究[J].交通运输系统工程与信息,2013,13(3).
- [36] 羊钊,刘攀,朱仁伟,等.基于冲击波理论的信号交叉口最大广义排队长度计算方法[J].长安大学学报:自然科学版,2015,35(增刊1).
- [37] Dakic I, Stevanovic A, Zlatkovic M, et al. Refinement of performance measures based on high-resolution signal and detection data[J]. Transportation Research Procedia, 2017, 22.
- [38] 王进,邹志云,葛欢,等.考虑上游信号的交叉口延误计算[J].交通运输系统工程与信息,2015,15(1).
- [39] 陈河明,李硕,高岩,等.信号交叉口期望交通延误模型及计算方法研究[J].交通运输系统工程与信息,2013,13(3).
- [40] 王华,张志松,张晖,等.面向欠采样公交GPS数据的信号交叉口延误估计[J].交通运输系统工程与信息,2014,14(2).
- [41] Jianyang Zheng, Xiaolei Ma, YaoJan Wu, et al. Measuring signalized intersection performance in real-time with traffic sensors[J]. Journal of Intelligent Transportation Systems, 2013, 17(4).
- [42] 王钰,徐建闽,林培群.基于GPS数据的信号交叉口实时排队长度估算[J].交通运输系统工程与信息,2016,16(6).

收稿日期:2018-10-15

(上接第4页)

则回收效果好。原因在于:一方面,余热能整体占比最大,回收效率受其影响分布稳定,不会出现较大波动;另一方面,受部分工况排气背压升高的影响,动力涡轮进口处气体压力大于排气尾管处气体压力,排气流畅性相对降低,导致余压能波动较大,回收效率降低。另外,当发动机在较低和较高转速工况运行时,余动能也常因受到气体紊流现象干扰,对回收效率产生不利影响,但由于余动能占废气总能量比例很小,回收效率受其影响甚微。

## 5 结论

(1) 柴油机废气总能量为 6.2~31.7 kW,主要表现为余热能。

(2) 在发动机主要运行工况内(中低转速),回收效率逐渐增加,高转速工况有所降低。当发动机转速为 2 800 r/min、转矩为 100 N·m 时,回收效率达到最高的 27.2%。

(3) 余热能做功能力最强且分布最稳定,其能量品质最高。

(4) 高转速工况下回收效率有所降低,系统的废气控制策略和管路布置需进一步优化,以实现废

气能量的高效回收利用。

## 参考文献:

- [1] Arias D A, Shedd T A, Jester R K. Theoretical analysis of waste heat recovery from an internal combustion engine in a hybrid vehicle[A]. SAE 2006 World Congress & Exhibition[C]. 2006.
- [2] Saidur R, Rezaei M, Muzammil W K, et al. Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2012, 16(8).
- [3] 方金莉,魏名山,王瑞君,等.采用中温有机朗肯循环回收重型柴油机排气余热的模拟[J].内燃机学报,2010,28(4).
- [4] 刘敬平,付建勤,冯康,等.内燃机的排气能量流特性[J].中南大学学报:自然科学版,2011,42(11).
- [5] 张铁鑫,杨建国,王彦岩,等.利用动力涡轮回收利用汽车柴油机的排气余热[J].内燃机与动力装置,2015,32(2).
- [6] 付建勤,刘敬平,冯仁华,等.基于空气动力循环的内燃机废气余热回收方法[J].内燃机工程,2014,35(1).
- [7] 叶磊,游国平.基于多种循环工况的混合动力客车制动能量回收对燃油经济贡献率的研究[J].客车技术与研究,2011(2).

收稿日期:2019-02-15