

DOI:10.11784/tdxbz202309021

## 排气歧管特性参数对椭圆转子发动机排气过程的影响研究

史少远<sup>1</sup>, 秦静<sup>2</sup>, 王膺博<sup>1</sup>, 裴毅强<sup>1</sup>, 张岩<sup>3</sup>, 王振彪<sup>3</sup>

(1. 天津大学先进内燃动力全国重点实验室, 天津 300072;

2. 天津大学内燃机研究所, 天津 300072;

3. 中国北方发动机研究所柴油机增压技术重点实验室, 天津 300400)

**摘要:** 椭圆转子发动机通过转子上的进、排气口换气, 具有 3 个燃烧室且曲轴转速是转子转速的 2 倍, 其换气特性和排气特征与传统活塞往复式发动机及三角转子发动机有明显区别。本文利用 GT-Power 软件建立了符合椭圆转子发动机工作特点的一维模型, 以研究此类发动机的换气过程特点、排气脉冲特性及排气歧管长度对其的影响规律, 为高换气效率排气系统设计提供参考。研究表明: 完整的排气过程可以划分为 4 个阶段: 阶段 1、2 是废气流出的主要时期, 占总排气量的 90%以上; 阶段 3、4 进、排气口同时开启但无法实现有效的扫气过程, 且废气回流现象明显, 导致缸内残余废气率提高。相邻燃烧室之间存在进、排气口叠开期, 每个燃烧室排气末期均对应后燃烧室的排气初期, 后燃烧室废气大量流出的同时窜漏入相邻燃烧室的现象较为明显, 即燃烧室内的残余废气量同时受到自身排气过程和相邻燃烧室排气过程的综合影响。排气歧管长度变化对气口全开期的影响大于气口叠开期, 气口全开期排气量是叠开期的 3 倍以上。计算长度范围内最优歧管长度可使排气过程排气量提高 3.21%, 并使气口叠开期的进气量提高 32.80%。实现更好的排气效果的同时利于进气过程, 有效地减少了阶段 3 废气向进气道的回流量, 最终降低燃烧室内的残余废气率, 实现换气效率的提高。

**关键词:** 椭圆转子发动机; 排气管路结构; 排气过程; 排气压力特性; 残余废气率

**中图分类号:** TK45 **文献标志码:** A **文章编号:** 0493-2137(2025)06-0651-11

## Study on the Influence of Exhaust Manifold Characteristic Parameters on the Exhaust Process of Elliptical Rotor Engine

Shi Shaoyuan<sup>1</sup>, Qin Jing<sup>2</sup>, Wang Yingbo<sup>1</sup>, Pei Yiqiang<sup>1</sup>, Zhang Yan<sup>3</sup>, Wang Zhenbiao<sup>3</sup>

(1. State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China;

2. Internal Combustion Engine Research Institute, Tianjin University, Tianjin 300072, China;

3. National Key Laboratory of Diesel Engine Turbocharging Technology, China North Engine Research Institute, Tianjin 300400, China)

**Abstract:** The elliptical rotor engine possesses three combustion chambers and has a crankshaft speed twice that of the rotor speed. Its air exchange and exhaust characteristics evidently differ from those of traditional piston reciprocating engines and triangle rotor engines. In this paper, GT-Power software is used to construct a one-dimensional model that is consistent with the operating characteristics of an elliptical rotor engine to investigate the characteristics of the air exchange process, exhaust pulse characteristics, and the influence of exhaust manifold length on this type of engine and provides a reference for the structural design of exhaust systems with a high air exchange efficiency. The results show that the complete exhaust process can be divided into four phases. The phase 1 and phase 2, accounting for more than 90% of the total exhaust volume, are the main stages of exhaust gas outflow. The inlet and exhaust

收稿日期: 2023-09-17; 修回日期: 2024-04-10.

作者简介: 史少远 (1999—), 男, 博士研究生, ssy1@tju.edu.cn.

通信作者: 秦静, qinjing@tju.edu.cn.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (52276131); 柴油机增压技术重点实验室基金项目 (6142212210411).

Supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 52276131), the Fund Project of National Key Laboratory of Diesel Engine Turbocharging Technology (No. 6142212210411).

ports are opened simultaneously in the phase 3 and phase 4. However, the effective scavenging process cannot be realized, and exhaust gas reflux is evident in these two phases, resulting in an increase in the residual exhaust gas rate in the cylinder. The inlet and exhaust ports overlap between adjacent combustion chambers, and the exhaust end of each combustion chamber corresponds to the exhaust initial stage of the rear combustion chamber. A large amount of exhaust gas in the rear combustion chamber evidently leaks into the adjacent combustion chamber; that is, the residual exhaust gas amount in the combustion chamber is simultaneously affected by the exhaust process of its own and those of adjacent combustion chambers. The exhaust manifold length exerts a greater influence on the full opening period than on the valve overlap period, and exhaust volume in the full opening period is more than three times that in the valve overlap period. Within the calculated length range, the optimal manifold length configuration increases exhaust volume during the exhaust process by 3.21%, while simultaneously boosting intake air volume during valve overlap period by 32.80%. In addition to achieving a better exhaust effect, it is beneficial to the intake process, effectively reducing the phase 3 exhaust gas reflux to the intake port and, ultimately, the residual exhaust gas rate in the combustion chamber to improve the air exchange efficiency.

**Keywords:** elliptical rotor engine; exhaust pipe structure; exhaust process; exhaust pressure characteristic; residual exhaust gas rate

与传统活塞往复式发动机相比,转子发动机具有高功率密度、结构紧凑、体积小、运行平稳等优点,在增程器、无人机等领域应用潜力巨大. Liquid Piston 公司于 2015 年开展椭圆转子发动机的开发并进行了相关实验研究,证实了椭圆转子发动机在燃烧等方面较三角转子存在优势,但换气过程及流程组织等仍有不足<sup>[1-3]</sup>. 椭圆转子发动机创新性地将传统三角转子发动机的转子型线与气缸型线转换,使椭圆转子发动机可以在高效混合循环(high efficiency hybrid cycle, HEHC)下运行,在改善泄漏、提高使用寿命的同时有着更高的理论热效率. 但目前除 Liquid Piston 公司外,尚未见到其他关于椭圆转子发动机样机及实验研究,国内外鲜有对此类型发动机的研究.

Hsieh 等<sup>[4]</sup>基于 Fluent 软件对三角转子发动机和椭圆转子发动机的流动特性进行了分析,研究结果表明:两类发动机在流动方面各有优劣,三角转子发动机具有更简单的流道和更低的气体阻力,但磨损高、燃烧效率低;椭圆转子发动机具有更高的涡量,燃烧方面更具优势,但能量耗散大、稳定性差. Yang 等<sup>[5]</sup>分析了汽油-氢混合燃料中氢掺杂分数、点火角度和转速对循环效率和排放方面的影响,结果表明:点火角度和转速的增大可以降低能量损失,提高效率;另外,增加氢掺混分数可以提高 HEHC 循环效率. 耿琪等<sup>[6]</sup>研究了不同供氢方式对椭圆转子发动机性能的影响,结果表明:汽油掺氢可以加快燃烧速度,使燃烧放热增强和提前,且直喷掺氢效果优于气道掺氢;但掺氢导致更多的 CO 和 NO<sub>x</sub> 生成,需要采取稀薄燃烧策略来降低排放. 此外,还研究了点火时刻对椭圆转子发动机燃烧性能的影响<sup>[7]</sup>,结果表明:点火时

刻由 20° CA BTDC 提前至 35° CA BTDC 时,缸内湍流度增加,燃烧速度加快,发动机指示热效率上升,但是 NO<sub>x</sub> 排放明显上升.

当前研究主要集中在缸内流场、燃料掺氢影响以及燃烧控制等方面,关于排气系统结构对排气压力波动及发动机换气效率、性能等的影响规律并没有相关研究. 而前期大量研究结果表明,排气系统结构对四冲程、二冲程活塞发动机换气过程及性能有显著影响. 西北工业大学的王兴海等<sup>[8]</sup>计算分析了不同排气总管长度排气管内的排气压力波动规律及其对柴油机功率、充气效率以及增压比的影响. 中南林业科技大学的杨汉乾等<sup>[9]</sup>研究了增压汽油机不同排气歧管长度下的压力波动特性,研究结果表明:在低转速宜采用较短歧管以获得更高的增压压力和扭矩,排气歧管中的压力波在传向涡轮机入口过程中被“均值化”,不能充分应用排气压力波动效应来提高低速扭矩和改善增压延迟. 南京航空航天大学的陈方超<sup>[10]</sup>、李琦<sup>[11]</sup>、北京理工大学的叶莹<sup>[12]</sup>、蹇剑策<sup>[13]</sup>研究了排气系统结构设计对二冲程增压汽油机性能和换气过程的影响<sup>[14]</sup>,结果表明:排气管路结构的差异引起废气流动的差异性,优化的排气结构可以改进排气动态效应,提高扫气效率及发动机的输出性能.

椭圆转子发动机曲轴与转子转速之比为 2 : 1, 有 3 个独立的燃烧室,在每个燃烧室中均需要完成进气压缩、燃烧做功及排气过程,另外,此发动机通过气口进行换气的同时又存在较长时间的进、排气门叠开期,兼有二、四冲程发动机的换气特性. 因此,本文利用 GT-power 软件,建立符合椭圆转子发动机工作特点的一维模型,对排气歧管长度对排气压力波及排

气过程的影响规律进行研究。

### 1 排气过程划分与仿真模型构建

#### 1.1 排气过程划分

排气过程的划分和进、排气口有效流通面积随曲轴转角变化规律分别如图1、图2所示。

如图1所示，转子逆时针转动，3个燃烧室分别为燃烧室I、II、III。以燃烧室II为例，图中按顺时针方向表示了完整的排气过程及过程中不同阶段对应的转子位置和进、排气口状态。自排气口开启至排气口全开是第1个排气口重叠期，定义为阶段1，自排气口全开至进气口开启时刻定义为阶段2，自进气口开启至排气口开始关闭定义为阶段3，自排气口开始

关闭至排气口全关为第2个排气口重叠期，定义为阶段4。其中，阶段1、阶段2仅排气口与燃烧室连通，阶段3、阶段4进、排气口均为开启状态，因此这两个阶段的排气效果会对进气产生影响，理论上此类型发动机进行扫气的阶段。

图2为3个燃烧室进、排气口有效流通面积随曲轴转角变化。燃烧室I、II、III的排气过程对应的曲轴转角分别为： $-290 \sim 158^\circ \text{CA}$ ， $-322 \sim -50^\circ \text{CA}$ ， $-82 \sim 190^\circ \text{CA}$ ，燃烧室II进气口开启时刻为 $-170^\circ \text{CA}$ ，并于排气口完全关闭前进入全开状态。可以看到相邻两个燃烧室存在排气口叠开现象，重叠时期气口同时对相邻两个燃烧室开启，此时期的排气过程受到两个燃烧室的共同影响。

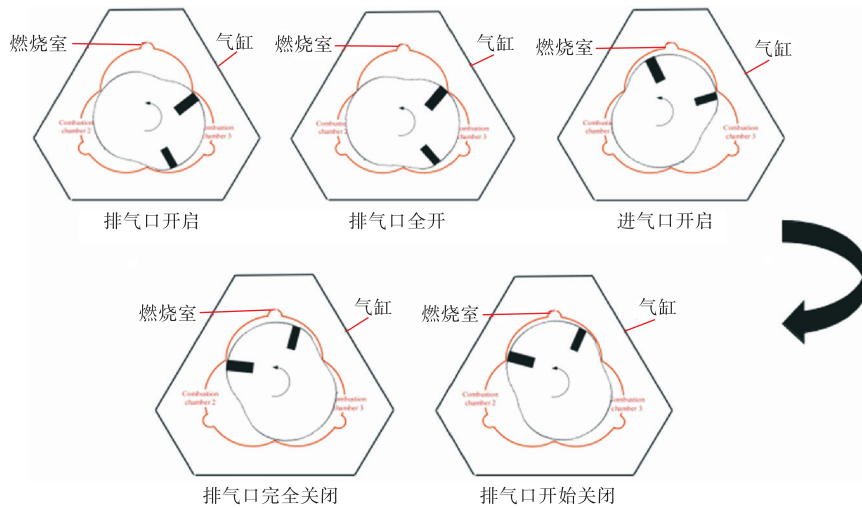


图1 排气过程不同阶段及气口对应位置

Fig.1 Different phases of the exhaust process and the corresponding positions of air ports

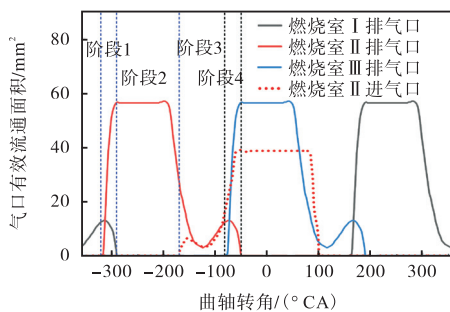


图2 不同燃烧室进、排气口有效流通面积随曲轴转角变化规律

Fig.2 Effective flow area of inlet and outlet of different combustion chambers varying with the angle of crankshaft

#### 1.2 仿真模型构建及模型有效性验证

参照美国 LiquidPiston 公司 XMv3 发动机参数构建了一维 GT-Power 模型，模型基本参数如表 1

所示。

表1 转子发动机基本参数

Tab.1 Basic parameters of rotor engine

参数	指标
质量/kg	1.71
单缸排量/mL	23
总排量/mL	69
转速范围/(r/min)	1 000 ~ 15 000
压缩比	9 : 1
燃油类型	汽油
喷油类型	进气道喷射
点火方式	火花塞点火

由于 GT-power 内部没有转子发动机的仿真模块，因此以往活塞式发动机对椭圆转子发动机进行等效，首先根据发动机几何结构计算单个缸内容积变化规律，如图3所示。通过 Cylinder Geometry Object 中的 EngCylGeomUser 模块设定活塞行程，将转子的

旋转运动等效为活塞往复运动,实现椭圆转子发动机工作容积等效;发动机类型设置为二冲程,以一个周期 360° CA 等效实际的 720° CA,实际曲轴转速为模型输入转速的 2 倍;使用 3 个四冲程气缸来模拟椭圆

转子中的 3 个气缸,以实现椭圆转子做功频率的等效仿真.

排气歧管、总管的结构示意及一维 GT 模型如图 4、图 5 所示.

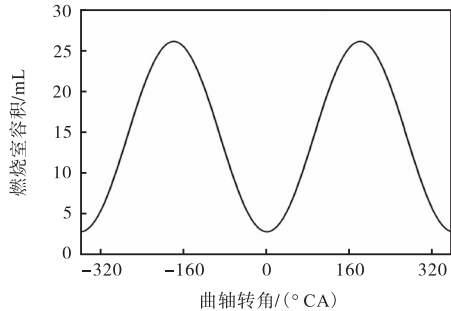


图 3 椭圆转子发动机缸内容积变化规律

Fig.3 Variation law of cylinder volume of elliptical rotor engine

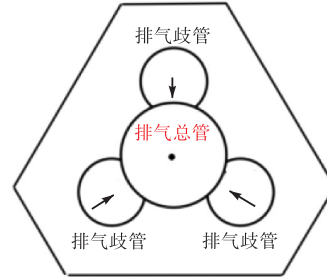


图 4 排气歧管、总管结构示意

Fig.4 Structural diagram of the main exhaust pipe and manifold

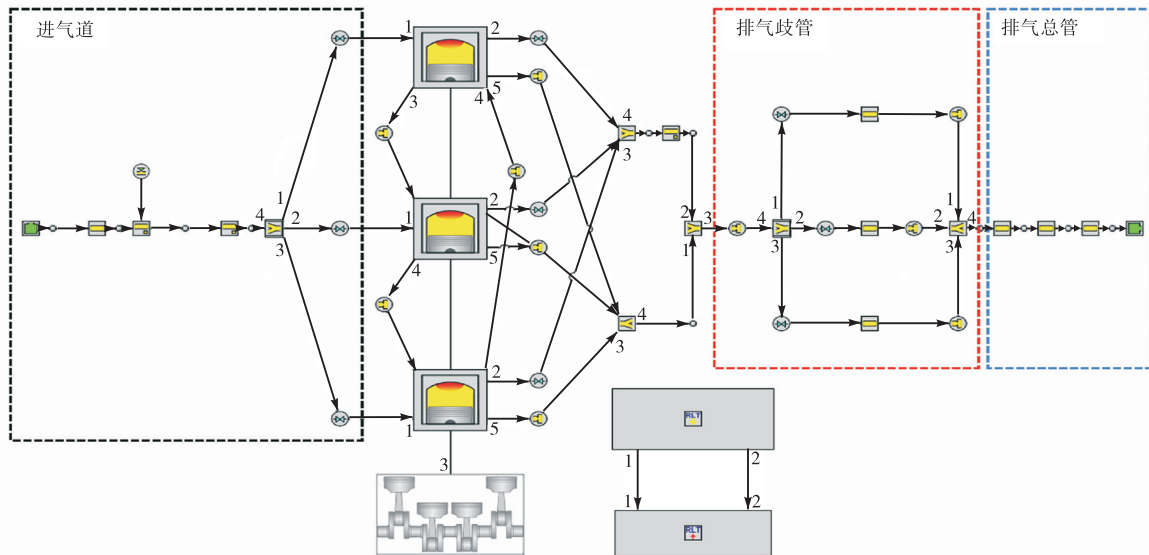


图 5 GT-Power 模型示意

Fig.5 Schematic of GT-Power model

图 4 为垂直于排气管路轴线方向的横截面示意,管路由 3 段歧管和 1 段总管构成,流动方向垂直于图 4 向外.图 5 为一维仿真模型示意,其中对排气歧管和排气总管位置进行了标注.

模型准确性的重要参数,由图 7 可以看出,数值模拟结果与实验结果拟合较好,模拟缸压发展趋势与实验结果相符合,模型有效,可用于后续的研究.

目前椭圆转子发动机仅 Liquid Piston 公司有样机及相应实验数据,采用 XMv3 相应实验数据<sup>[3]</sup>,对比不同转速纯压缩过程的最大缸内压力并在  $\lambda = 1$ , 8 000 r/min 的条件下对缸压进行验证,仿真数据和实验数据关系如图 6、图 7 所示.

如图 6 所示,仿真结果与实验数据的最大相对误差为 3.5%,可知模型的泄漏、进排气设置和工作容积变化与实际过程较为接近.缸内平均压力变化反映了发动机的进气压缩、燃烧膨胀等重要过程,是验证

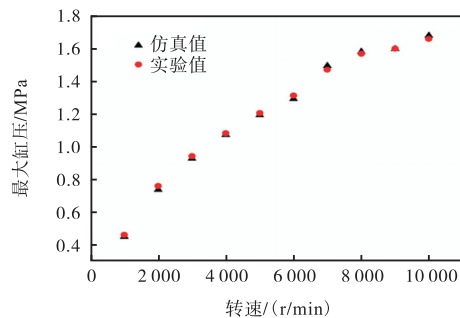


图 6 不同转速最大缸压

Fig.6 Maximum cylinder pressure at different speeds

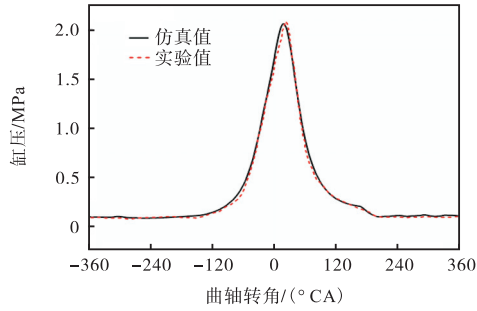
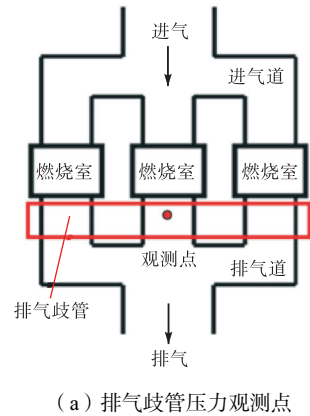
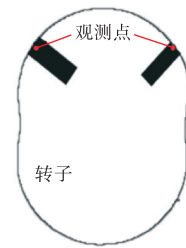


图 7 8 000 r/min 缸压验证  
Fig.7 Cylinder pressure verification at 8 000 r/min



(a) 排气歧管压力观测点



(b) 排气口出口处及进、排气口喉口压力观测点

图 8 压力、质量流量数据观测点

Fig.8 Observation points of pressure and mass flow data

## 2 结果分析

### 2.1 数值模拟初始条件及变量设置

数值模拟初始条件和不同排气歧管长度数值分别如表 2、表 3 所示。

表 2 数值模拟初始条件

Tab.2 Initial conditions for numerical simulation

参数	数值
曲轴转速/(r/min)	8 000
环境压力/MPa	0.1
环境温度/K	300

表 3 仿真案例设置

Tab.3 Setting in simulation case

参数	数值
排气歧管长度 $L_1$ /mm	100
排气歧管长度 $L_2$ /mm	200
排气歧管长度 $L_3$ /mm	300

压力与进、排气质量流量等数据观测点如图 8 所示。

图 8(a)为排气歧管内观测点,图 8(b)为排气口出口处以及进、排气口喉口处观测点,前者关注排气歧管长度对排气口出口压力造成的影响,此压力直接影响到排气过程中排气口喉口处的压力情况,后者关注燃烧室内压力与进、排气喉口的相对压力差以及进、排气口处的质量流量情况。

### 2.2 各燃烧室换气均匀性

为验证各个燃烧室进、排气规律的一致性,对 3 个燃烧室排气阶段进、排气口处压力与质量流量特性进行对比分析,以  $L_1$  为例。如图 9 所示,3 个燃烧室排气阶段进、排气口处的压力与质量流量变化规律基本一致,可以认为不同燃烧室之间换气过程一致性强,因此以燃烧室 II 为基础做进一步分析。

### 2.3 排气总管入口处压力特性

图 10、图 11 分别表示了排气总管入口处的压力变化规律和燃烧室 II 及燃烧室 III 排气口有效流通面

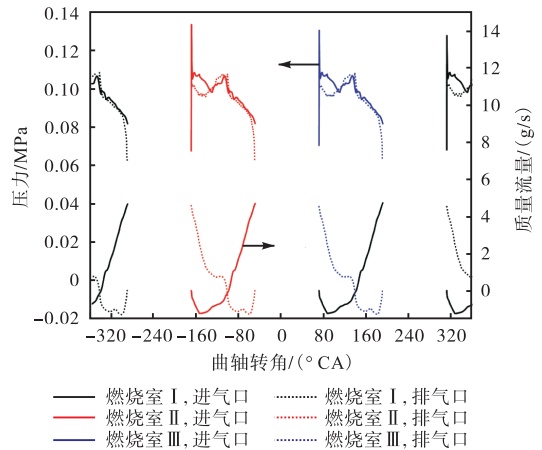


图 9 3 个燃烧室进、排气口压力与质量流量分布规律  
Fig.9 Distribution of pressure and mass flow at the inlet and outlet of the three combustion chambers

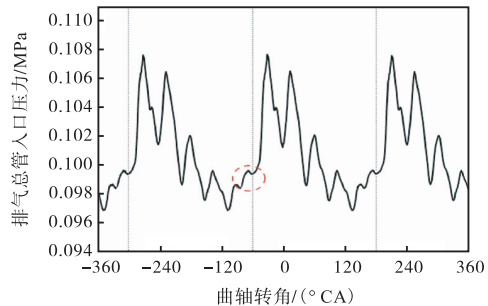


图 10 排气总管入口压力随曲轴转角变化规律  
Fig.10 Variation of exhaust manifold inlet pressure with the crankshaft angle

积及质量流量变化规律. 由图 10 可知, 排气总管入口处的压力波动随 3 个燃烧室废气排出形成 3 部分均匀的波形, 可将 720° CA 范围内的压力波动分为 3 个周期, 且单个周期内存在多个波峰, 压力波动较大. 结合气口有效流通面积及质量流量变化规律可知前期的压力波动与燃烧室 II 的废气流出规律直接相关, 而最后一个波峰对应排气口重叠时期, 可看到此阶段燃烧室 II 排气口出现废气回流, 而燃烧室 III 内大量废气迅速流出, 并最终形成此波峰.

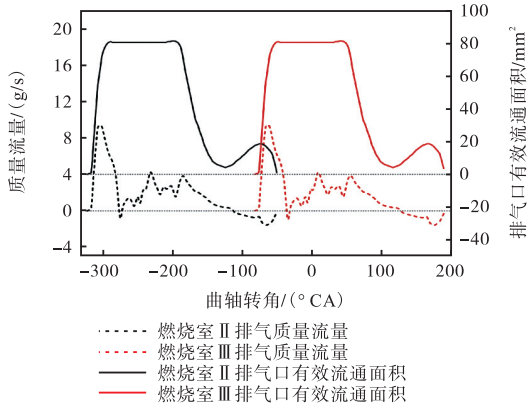


图 11 燃烧室 II 及燃烧室 III 排气口有效流通面积及质量流量随曲轴转角变化规律

Fig.11 Variation of effective flow area and mass flow of the exhaust port of chambers II and III with crankshaft angle

### 2.4 排气歧管入口处压力特征

排气压力特性分别用压力波平均值  $p_{mean}$ 、压力波均方根  $\delta_p$  两个参数来进行评价, 即

$$p_{mean} = \frac{\sum_{i=1}^N p_i}{N} \quad (1)$$

$$\delta_p = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (p_i - p_{mean})^2}{N}} \quad (2)$$

式中:  $N$  为压力在选定曲轴转角范围内采样点数量;  $p_i$  为一个采样点处的压力值.

排气歧管入口压力及波动特性随排气歧管长度及曲轴转角变化情况如图 12、图 13 所示.

如图 12 所示, 不同长度下排气歧管入口压力在大小、相位及波动性上表现出不同的规律.  $L_1$  的压力波动整体上较均匀,  $L_2$  波峰与波谷差值大, 且波峰集中在排气过程前期,  $L_3$  波峰集中在排气中期, 说明排气歧管长度的变化会显著改变排气管路内的压力波动, 并导致排气压力波与排气的协调性发生改变. 如图 13 所示, 随歧管长度增加, 压力波平均值及压力波均方根均呈现先增后降的规律, 从  $L_1$  到  $L_2$ , 从  $L_1$

到  $L_3$  平均压力、压力波均方根增长率分别为 0.137%、-0.006% 和 26.942%、0.834%, 可见歧管长度改变对压力波动性的影响大.

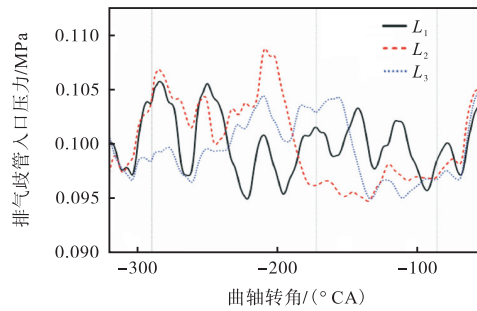


图 12 排气过程中不同排气歧管长度下排气歧管入口处压力

Fig.12 Pressure at exhaust manifold inlet with different exhaust manifold lengths during the exhaust process

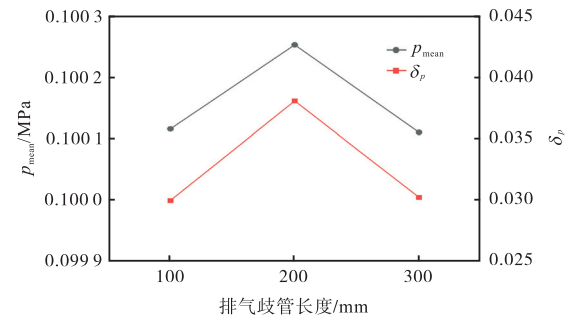


图 13 排气过程中不同排气歧管长度下排气歧管入口处压力波动特性

Fig.13 Pressure fluctuation characteristics at the exhaust manifold inlet with different manifold lengths during the exhaust process

### 2.5 排气口出口压力特性

排气口出口压力随曲轴转角变化及 4 个阶段平均值如图 14、图 15 所示.

阶段 1: 出口压力大, 波动剧烈, 并于末期迅速下降. 不同歧管长度下的压力变化规律一致, 平均压力变化幅度小, 较  $L_1$  变化率分别为 0.476% 和 -0.301%.

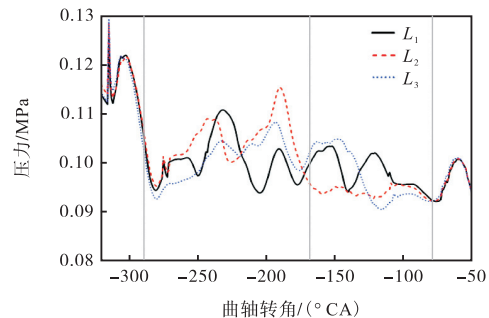


图 14 不同排气歧管长度下排气过程排气口出口压力

Fig.14 Exhaust outlet pressures during the exhaust process with different exhaust manifold lengths

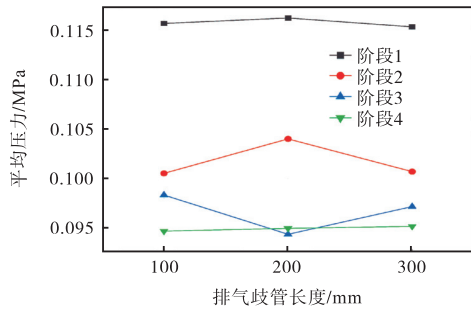


图 15 排气过程中不同歧管长度下 4 个阶段排气口出口压力平均值

Fig.15 Average exhaust outlet pressure in four phases under different manifold lengths during the exhaust process

阶段 2: 出口压力大小低于阶段 1,  $L_3$  压力大小和波动性差异大, 平均值较  $L_1$  变化率分别为 3.500% 及 0.179%.

阶段 3: 平均出口压力进一步降低,  $L_3$  压力大小和波动性差异大, 平均值变化规律与阶段 2 相反.

阶段 4: 排气口关闭的重叠期, 平均压力最低. 同阶段 1 类似, 压力波动特性对歧管长度变化不敏感.

综上所述, 歧管长度变化对气口全开期排气口出口处的压力影响更显著, 且影响规律相反.

**2.6 燃烧室压力, 进、排气口压力与质量流量的关系**  
排气过程燃烧室内压力与进、排气口压力关系如图 16 所示, 进、排气口质量流量如图 17 所示.

阶段 1: 自由排气阶段, 初期排气口处压力有较大波动, 这是因为此时期排气口同时对对应着上一燃烧室的排气末期和此燃烧室的排气初期, 排气口压力同时受到两燃烧室共同影响. 前期排气压差大, 排气质量流量迅速上升达到峰值, 后期排气压差减小, 排气质量流量有所下降. 此阶段平均排气质量流量最高.

阶段 2: 排气口有效流通面积达到最大值, 转子转向上止点, 缸内容积不断下降, 进入强制排气阶段. 持续期约  $120^\circ$  CA, 排气质量流量较大且持续期长, 废气排出量大.

阶段 3:  $-170^\circ$  CA 进气口开启, 此时燃烧室内压力较低, 使得初期有部分新鲜空气流入. 后因转子经过上止点导致燃烧室内压力上升, 空气被挤压出燃烧室, 进气口出现回流, 持续至约  $-115^\circ$  CA. 自  $-115^\circ$  CA 至阶段 3 结束, 进气口压力高于燃烧室内压力, 进气口处气流持续流入燃烧室.

$-170 \sim -115^\circ$  CA, 排气口处压力始终小于缸内压力, 废气自排气口流出.  $-115^\circ$  CA 直至排气口关闭, 燃烧室容积上升, 导致排气口处废气开始回流并持续

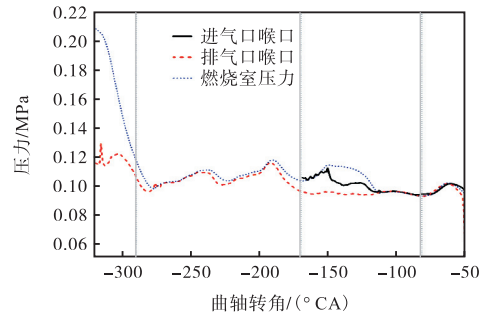


图 16 排气过程中进、排气口喉口及燃烧室压力随曲轴转角变化

Fig.16 Variation of inlet and exhaust throat and combustion chamber pressure with crankshaft angle during the exhaust process

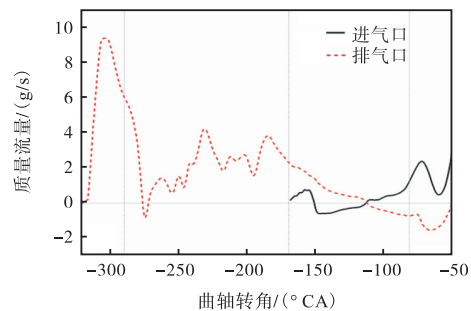


图 17 排气过程中进、排气口喉口质量流量随曲轴转角变化

Fig.17 Variation of mass flow rate at the inlet and outlet throat with crankshaft angle during the exhaust process

到排气口完全关闭. 特别是排气口于  $-82^\circ$  CA 开始对下一燃烧室开启, 约  $-76^\circ$  CA 时燃烧室 II 排气口处的废气回流量增加, 这是因为排气口对燃烧室 III 开启后, 燃烧室内废气大量流入排气道, 较高的压力导致部分废气经气口再次进入燃烧室 II, 即燃烧室内的残余废气量同时受到自身排气过程和相邻燃烧室排气过程的综合影响. 此外, 进气口进气时刻与排气口回流时刻接近, 进气时期排气口处始终处于废气回流状态, 燃烧室内未形成有效扫气, 对扫气过程进行优化很有必要.

阶段 4: 进、排气口处压力与燃烧室内压力接近, 进气口持续进气而排气口处表现为持续的废气回流.

结合进、排气口处压力与质量流量关系可知: 阶段 1、阶段 2 排气量约占总排气量的 90%, 是废气流出的主要阶段; 阶段 3 进、排气口处均出现回流现象且未能有效进行扫气; 阶段 4 排气口处出现持续的回流.

## 2.7 排气歧管长度对进、排气过程影响

排气歧管长度变化导致排气管路内压力波动改变, 进一步影响进、排气效果, 因此有必要对 4 个阶

段分别进行研究.

2.7.1 排气压差、质量流量变化规律

如图 18 所示,阶段 1 前、中期 L2 压差更大,后期 L3 具有更高的排气压差,相位基本不变;阶段 2 排气压差波动大,相位出现明显差异. L1 的 2 个压差峰值分别出现在 -252° CA 及 -217° CA 附近;L2 高压差区域在 -231° CA 附近及过程末期;L3 波动平缓,未表现出明显的高压差区域;阶段 3 差异主要发生约前 65% 区域,排气压差提高,L2 压差明显大于 L1、L3 案例;阶段 4 排气压差变化不明显.

如图 19 所示,4 个阶段的平均排气压差呈现阶段 1 > 阶段 3 > 阶段 2 > 阶段 4 的规律且差异明显. 阶段 1 平均排气压差超过 0.05 MPa,其余 3 个阶段均低于 0.01 MPa. 除阶段 4 外的 3 个阶段均以 L2 平均排气压差最大,L2、L3 较 L1 排气全过程平均压差增幅分别为 9.91% 及 2.01%.

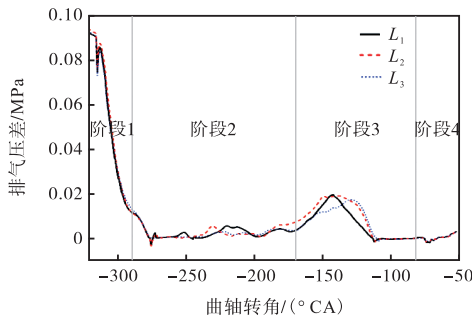


图 18 不同排气歧管长度下排气压差随曲轴转角变化

Fig.18 Variation in exhaust pressure difference with crankshaft angle under different exhaust manifold lengths

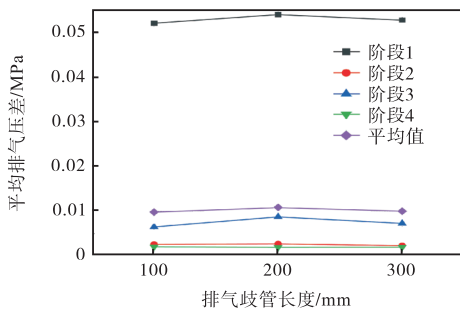


图 19 不同排气歧管长度下 4 个阶段及总体排气压差平均值

Fig.19 Average values of exhaust pressure difference for four phases and the overall four phases with different exhaust manifold lengths

排气过程受排气压差、气口有效流通面积等多因素的制约. 4 个阶段的排气质量流量及排气量如图 20、图 21 所示.

如图 20 所示,阶段 1 平均排气质量流量最高,3 个排气歧管长度的平均排气质量流量达 5.62 g/s;阶

段 2 次之,均值为 2.34 g/s;阶段 3 均值为 0.41 g/s;阶段 4 排气质量流量为负值,约 -1.00 g/s. 阶段 2、阶段 3 平均排气质量流量均以 L2 最大,而阶段 1、阶段 4 平均排气质量流量随长度增加而单调变化.

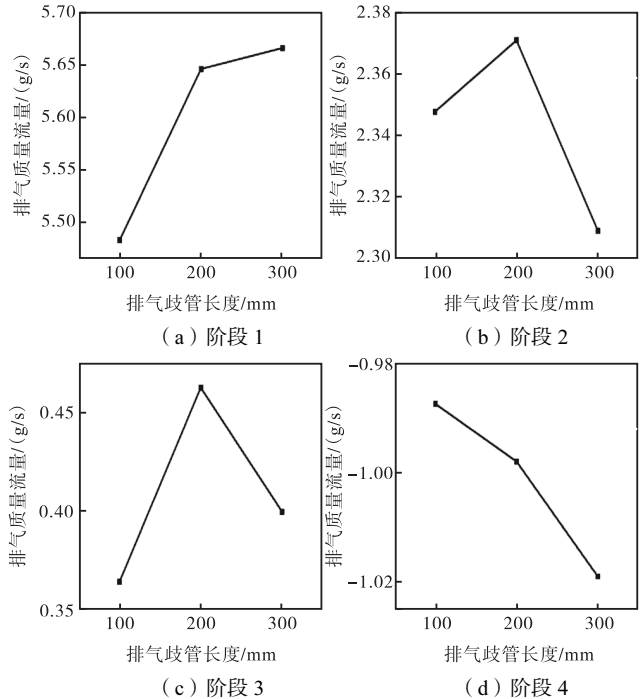


图 20 不同排气歧管长度下 4 个阶段总体排气口处排气质量流量

Fig.20 Total exhaust mass flow at the exhaust port for four phrases with different exhaust manifold lengths

如图 21 所示,不同阶段的排气量表现为阶段 2 > 阶段 1 > 阶段 3,3 个阶段排气量占比分别为 56.7%、36.3% 及 7.0%. 阶段 4 回流量与阶段 3 排出量数值接近. 排气量随歧管长度的变化规律与平均排气质量流量一致. 4 个阶段排气量极差分别为 0.091 mg、0.153 mg、0.176 mg 及 0.020 mg,气口叠开期排气量占比 25%,气口全开期排气量占比 75%,气口全开期排气量是叠开期的 3 倍. L2、L3 较 L1 在阶段 1~4 的排气量分别提高 3.21% 和 0.40%,L2 具有更大的排气量.

排气歧管长度变化对不同阶段影响规律相差较大,压力波动的影响主要集中在阶段 2、阶段 3、阶段 1,排气特征主要受燃烧室 II 的自由排气影响,而阶段 4 主要受燃烧室 III 排气的间接影响,并可知初期更高的排气量会加剧相邻燃烧室的窜气,一定程度上使废气回流加剧.

2.7.2 进气压差、质量流量变化规律

由于阶段 3、阶段 4 进气口开启并达到全开状态,进、排气口与燃烧室联通,进、排气存在相互影

响,因此对进、排口叠开阶段的进气情况进行分析.进气压差随曲轴转角的变化情况如图 22 所示,不同排气歧管长度下阶段 3、阶段 4 的平均进气压差如图 23 所示.

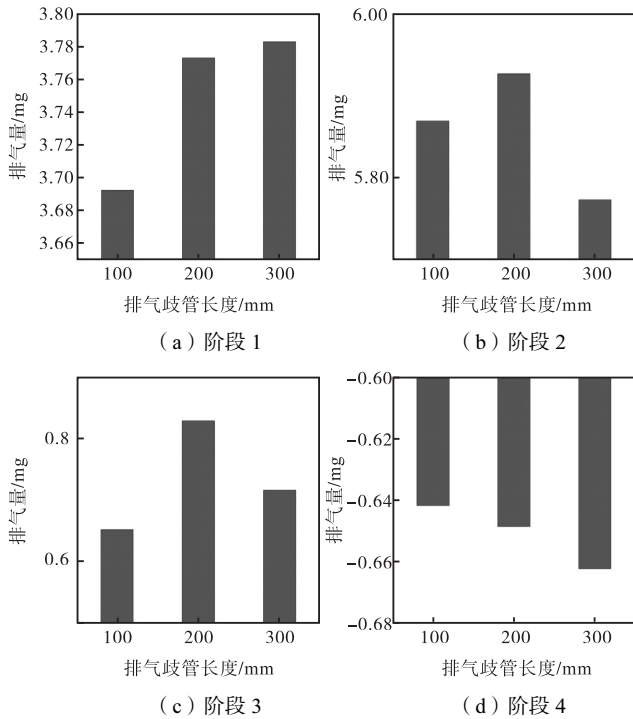


图 21 不同排气歧管长度下 4 个阶段排气量

Fig.21 Exhaust volume in four phases with different exhaust manifold lengths

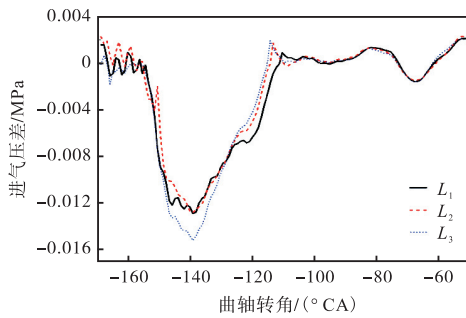


图 22 不同排气歧管长度下进气压差随曲轴转角变化

Fig.22 Variation of inlet pressure difference with crankshaft angle with different exhaust manifold lengths

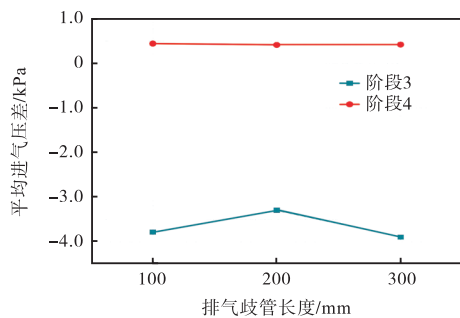


图 23 不同排气歧管长度下阶段 3、阶段 4 的平均进气压差

Fig.23 Average inlet pressure difference for phase 3 and phase 4 with different exhaust manifold lengths

阶段 3: 进气口开启至约 $-155^{\circ}$  CA 时刻,3 个长度下进气压差均出现较大幅度的波动, $L_2$  总体为正值,压差最大,这是因为  $L_2$  进气口开启前缸内排气更充分,更利于初期空气的进入, $L_1$  表现好于  $L_3$ ,但均有较大区间为负值.  $-155 \sim -115^{\circ}$  CA, 转子经过上止点,进气压差下降明显, $L_3$  表现出最大的极差, $L_2$  总体压差较大; $-115^{\circ}$  CA 至此阶段结束,进气压差变化规律接近.  $L_2$ 、 $L_3$  平均进气压差较  $L_1$  变化幅度分别为 12.88% 及  $-2.91\%$ .

阶段 4: 3 个排气歧管长度下进气压差随曲轴转角几乎一致,平均进气压差为正值, $L_2$ 、 $L_3$  较  $L_1$  变化幅度分别为  $-6.80\%$  及  $-5.11\%$ .

阶段 3、阶段 4 的平均进气质量流量及进气量如图 24、图 25 所示.

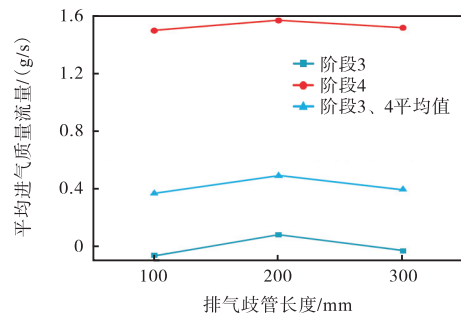


图 24 不同排气歧管长度下阶段 3、阶段 4 及总体进气口处质量流量平均值

Fig.24 Average mass flow for phase 3, phase 4 and the overall two phases with different exhaust manifold lengths

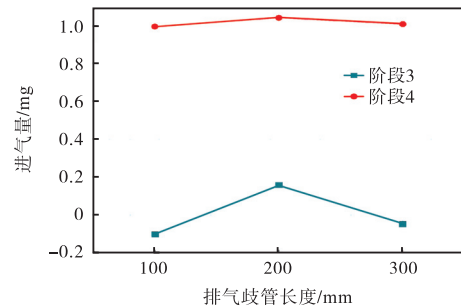


图 25 不同排气歧管长度下阶段 3、阶段 4 进气口处进气量  
Fig.25 Intake volume at the intake port for stage 3 and phase 4 with different exhaust manifold lengths

阶段 3、阶段 4 的进气量均以  $L_2$  最大, $L_3$  次之, $L_1$  最小. 阶段 3 只有  $L_2$  进气量为正, $L_1$ 、 $L_3$  在此阶段整体表现为进气回流. 阶段 4 平均进气质量流量较大程度高于阶段 3.

不同排气歧管长度下阶段 3、阶段 4 的进气量以  $L_2$  最高, $L_2$  为最优歧管长度, $L_3$  次之, $L_1$  最低,与排气量变化规律一致,这是因为合适的排气歧管长度使

排气过程和压力波动实现了更好的配合,在提高废气流出量的同时减小了进气阻力. 两阶段进气量极差分别为 0.259 mg 和 0.046 mg,  $L_2$  相较于基准长度气口叠开期进气量提高 32.80%.

阶段 1~4:  $L_1$ 、 $L_2$ 、 $L_3$  的平均排气质量流量分别为 1.699 g/s、1.754 g/s 以及 1.706 g/s, 阶段 3、阶段 4 平均进气质量流量分别为 0.372 g/s、0.494 g/s 和 0.399 g/s. 由此可知,  $L_2$  案例在提高排气量的同时又利于进气过程,使燃烧室内废气残余率有较明显的变化,最低废气残余率相较于最高值降低了 6.01%.

### 3 结 论

椭圆转子发动机具有不同于二冲程、四冲程以及三角转子发动机的进、排气特征,排气结构对发动机排气非定常压力波及换气过程的影响显著. 本文主要就排气结构对排气压力波及排气过程的影响规律进行了分析,结果如下.

(1) 根据气口流通面积变化规律,排气过程可划分为 4 个阶段. 其中,阶段 1、阶段 2 为废气流出的主要时期,约占总排气量的 90%;阶段 3 前中期存在燃烧室内废气向进气道的回流,后期出现排气管路内废气向燃烧室的回流现象并持续到排气口完全关闭. 不能实现有效扫气过程,需要对进、排气系统进行针对性优化以实现有效的扫气.

(2) 相邻燃烧室之间存在排气口叠开期,造成部分排出废气窜漏入相邻燃烧室,与常规发动机相比,不同燃烧室之间的换气过程影响更为显著. 燃烧室内的残余废气量同时受到自身排气过程和相邻燃烧室排气过程的综合影响.

(3) 排气歧管长度变化对排气过程 4 个阶段产生不同程度影响,对排气口关闭重叠期阶段 4 影响最不明显,对气口全开期影响高于气口叠开期. 合理的排气歧管长度可提高阶段 2 的排气压差使排气量上升并削弱阶段 3 排气口处的回流量,进一步利于进气口开启后空气的流入,降低燃烧室内残余废气系数.

椭圆转子发动机排气压力波动与排气过程关系密切,合理设计排气管路结构可以充分利用排气压力波动,有利于减小废气残余量,提高换气效率.

#### 参考文献:

- [1] Littera D, Nickerson M, Kopache A, et al. Development of the XMv3 high efficiency cycloidal engine[C]//SAE Technical Paper. Osaka, Japan, 2015, 2015-07-19.
- [2] Costa T J, Nickerson M, Littera D, et al. Measurement and prediction of heat transfer losses on the XMv3 rotary engine[J]. SAE Int, 2016, 9(4): 2368-2380.
- [3] Shkolnik A, Littera D, Nickerson M, et al. Development of a small rotary SI/CI combustion engine[C]//SAE Technical Paper. Pisa, Italy, 2014: 2014-32-104.
- [4] Hsieh C F, Chen K T, Johar T. Fluid flow characteristics of two types rotary engines[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2021, 46(80): 40154-40174.
- [5] Yang Z H, Du Y, Geng Q, et al. Energy loss and comprehensive performance analysis of a novel high-efficiency hybrid cycle hydrogen-gasoline rotary engine under off-design conditions[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 267: 115942.
- [6] 耿 琪, 王学德, 杨正浩, 等. 不同供氢方式对 X 型转子发动机性能影响的仿真研究[J]. 西安交通大学学报, 2023, 57(2): 78-89.  
Geng Qi, Wang Xuede, Yang Zhenghao, et al. Performance numerical analysis of X-type rotary engine under different hydrogen supply methods[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2023, 57(2): 78-89 (in Chinese).
- [7] 耿 琪, 王学德, 杜 洋, 等. 点火时机对 X 型转子发动机燃烧性能的影响[J]. 空军工程大学学报, 2022, 23(6): 17-24.  
Geng Qi, Wang Xuede, Du Yang, et al. Numerical on the effect of ignition timing on combustion performance of X-type rotor engine[J]. Journal of Air Force Engineering University, 2022, 23(6): 17-24 (in Chinese).
- [8] 王兴海, 谢程宁, 宁 智. 排气压力波对柴油机性能影响的分析[J]. 柴油机, 2007, 29(5): 13-17.  
Wang Xinghai, Xie Chengning, Ning Zhi. The effect of exhaust pressure wave on the performance of diesel engines[J]. Diesel Engine, 2007, 29(5): 13-17 (in Chinese).
- [9] 杨汉乾, 邹 艳, 吴家钰, 等. 增压汽油机不同排气歧管长度下的压力波动特性[J]. 车用发动机, 2015(5): 80-86.  
Yang Hanqian, Zou Yan, Wu Jiayu, et al. Fluctuation characteristics of exhaust pressure wave for turbocharged

- gasoline engines with different manifold lengths[J]. *Vehicle Engine*, 2015(5): 80-86 (in Chinese).
- [10] 陈方超. 二冲程增压发动机气体流动及扫气品质的仿真研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2016.
- Chen Fangchao. Simulation Research of Gas Flow and Scavenging Quality for a Two-Stroke Charged Engine[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2016 (in Chinese).
- [11] 李琦. 小型高空两冲程发动机的增压系统气动设计[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2017.
- Li Qi. Aerodynamic Design of Turbocharging System for a Small Altitude Two Stroke Engine[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2017 (in Chinese).
- [12] 叶莹. 航空活塞二冲程汽油机增压匹配与控制策略研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2018.
- Ye Ying. Study on Turbocharging Matching and Control Strategy of Two-Stroke Aviation Piston Gasoline Engine[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2018 (in Chinese).
- [13] 蹇剑策. 航空活塞式发动机性能优化与增压匹配研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2016.
- Qian Jiance. Simulation on the Optimization Performance and Turbocharged Match for an Aviation Piston Engine[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2016 (in Chinese).
- [14] 何邦全, 杜寅威. 不同气缸首先着火起动后发动机排气特性模拟[J]. *天津大学学报(自然科学与工程技术版)*, 2013, 46(1): 87-94.
- He Bangquan, Du Yinwei. Simulation of the characteristics of exhaust gas flow in the exhaust system of a compressed natural gas engine ignited each cylinder at the first cycle during start[J]. *Journal of Tianjin University (Science and Technology)*, 2013, 46(1): 87-94 (in Chinese).

(责任编辑: 王晓燕)