

# 分层扫气二冲程汽油机设计

韦佳子,唐立春,王廷高

临沂市铸信机械有限公司,山东 临沂 276000

**摘要:**以一款配套油锯的排量为50.8 mL汽油机为研究对象,采用仿真与台架试验相结合的方法,分析降低分层扫气二冲程汽油机排放及提高功率的技术。结果表明:分层扫气二冲程汽油机的HC-NO<sub>x</sub>与CO比排放均随过量空气系数 $\lambda$ 增大而下降,但CO比排放降幅更大;当 $\lambda=0.84$ 时,采用非对称弧形扫气道,优化火花塞位置,将挤流层宽度改为0.6~1.1 mm,长度改为3.5 mm,HC-NO<sub>x</sub>比排放降至52.23 g/(kW·h),满足设计要求;降低活塞环面压比、减小活塞环高度、改变活塞环材料后,台架测试标定功率增大至2.24 kW,满足设计要求。

**关键词:**汽油机;分层扫气;排放;功率

中图分类号:TK411.3

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2024)06-0083-06

**引用格式:**韦佳子,唐立春,王廷高. 分层扫气二冲程汽油机设计[J]. 内燃机与动力装置,2024,41(6):83-88.

WEI Jiazi, TANG Lichun, WANG Tinggao. Design of a stratified scavenging two-stroke gasoline engine[J].

Internal Combustion Engine & Powerplant, 2024,41(6):83-88.

## 0 引言

小型二冲程汽油机的成本低、升功率高、维修使用方便,广泛用作油锯、割灌机、绿篱剪等园林工具的配套动力。但小型二冲程汽油机尾气中含有大量未燃烧完全的HC<sup>[1]</sup>,对环境污染较严重,因此我国于2016年1月1日对该类产品实施了更严格的第二阶段排放标准<sup>[2]</sup>。

目前小型二冲程汽油机降低排放的主要技术有缸内直喷技术、废气再循环技术、排放后处理技术(消声器内加三效催化器)及分层扫气技术。受限于成本及催化剂带来的发热安全问题,目前最具有市场前景的是分层扫气技术。德国与日本企业对分层扫气技术研究起步较早,已应用到部分产品,但国内关于分层扫气二冲程汽油机的研究较少。文献[3]针对二冲程活塞发动机提出了一种分层扫气方案并进行了优化,结果表明:采用分层扫气发动机的“短路损失”相比常规扫气减小42%,扫气道容积提高到1.3倍可使扫气效率提高2%,燃油消耗率降低10%,但发动机功率略有降低。文献[4]通过仿真对比,发现分层扫气发动机和无分层扫气发动机的扫气效率都是75%,但分层扫气发动机扫气结束后缸内剩余燃油的质量比无分层扫气发动机扫气结束后缸内剩余燃油的质量大,分层扫气系统减少了燃油从排气口的逸出损失。文献[5]建立了分层扫气发动机三维模型,在额定转速下分别对有、无分层扫气系统的发动机流场进行仿真与分析,结果表明:分层扫气发动机在工作过程中利用纯空气在新鲜混合气和废气之间形成分层,使HC排放减少了15%,提高了发动机的燃油经济性。

本文中以一款配套油锯的排量为50.8 mL汽油机为研究对象,分析分层扫气二冲程汽油机降低排放及提高功率的技术,并归纳重要参数的设计优化方法。

## 1 分层扫气二冲程汽油机原理

分层扫气二冲程汽油机有一个介于存储于缸体内的废气和存储于曲轴箱内的混合气之间的层状空

收稿日期:2024-10-10

第一作者简介:韦佳子(1985—),男,辽宁阜新人,工程师,主要研究方向为小型二冲程、四冲程汽油机设计,E-mail:weijiazi1985@163.com。

气层,扫气时该层状空气先于混合气进入缸体内扫除废气并随废气排出,随后混合气进入缸体。通过这种扫气方式,可以避免扫气时混合气随废气直接排出,即避免二冲程汽油机存在的“短路损失”现象,可显著降低尾气中HC排放。分层扫气二冲程汽油机立体剖面图如图1所示。由图1可知:混合气由混合气进气通道进入并储存于曲轴箱内,空气由空气进气通道、活塞裙部的通道进入并储存于缸体扫气道内,形成介于混合气和缸内废气之间的层状空气层。

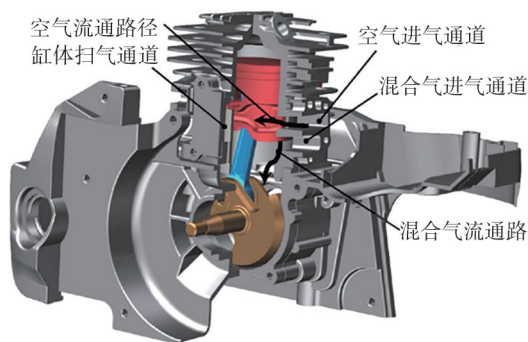


图1 分层扫气二冲程汽油机立体剖面图

## 2 分层扫气二冲程汽油机参数化设计

参数化设计是提高产品性能的关键。本文中通过对过量空气系数、扫气道结构、扫气道长度比、点火位置、面容比、挤流层尺寸及活塞环面压比等参数进行调整和优化,定量分析这些参数对汽油机排放和功率的影响。

### 2.1 过量空气系数 $\lambda$ 、扫气道结构对排放的影响

$\lambda$ 由0.75逐渐增大到0.93,分析 $\lambda$ 对HC-NO<sub>x</sub>及CO比排放的影响,结果如图2所示。由图2可知:分层扫气二冲程汽油机的HC-NO<sub>x</sub>与CO比排放均随 $\lambda$ 增大而下降,但CO比排放降幅更大;当 $\lambda=0.93$ 时,分层扫气二冲程汽油机的CO比排放为154.2 g/(kW·h),高于普通二冲程汽油机(一般为50~110 g·kW<sup>-1</sup>·h<sup>-1</sup>),但低于文献[2]规定的限值;相同 $\lambda$ 时,分层扫气二冲程汽油机的CO排放高于普通二冲程汽油机,表明分层扫气技术使得逃逸的混合气减少,参与燃烧的混合气增多,减少了“短路损失”。

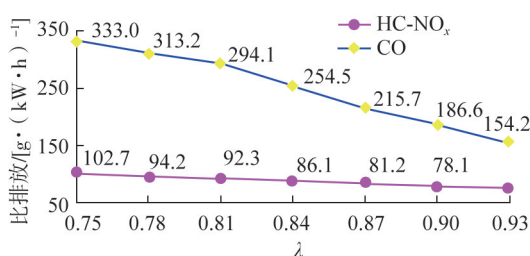


图2  $\lambda$ 对HC-NO<sub>x</sub>及CO比排放的影响

试验中,使用ZrO<sub>2</sub>分析仪测试过量空气系数 $\lambda$ ,采样直接取自消声器内未经稀释的废气<sup>[6]</sup>。由于二冲程汽油机扫气时存在“短路损失”,有一部分混合气在扫气时进入缸体,未经燃烧直接经由排气口进入消声器,所以实际燃烧时的混合气浓度低于测试浓度,即实际燃烧时的 $\lambda$ 高于测试 $\lambda$ 。如果分层扫气汽油机设计合理,可以减少甚至避免“短路损失”,此时测试 $\lambda$ 接近于燃烧时的 $\lambda$ 。二冲程汽油机尾气中CO取决于燃烧时的 $\lambda$ ,可以将 $\lambda$ 调节至与传统汽油机相同,对比分层扫气汽油机与传统汽油机的CO比排放,可定量分析分层扫气对减少“短路损失”的效果。

根据经验,在 $\lambda$ 约为0.85时,二冲程汽油机具有良好的可靠性,因此,本文中选择 $\lambda=0.84$ 进行后续的汽油机排放分析。根据图2可知:当 $\lambda=0.84$ 时,分层扫气二冲程汽油机的HC-NO<sub>x</sub>比排放为86.1 g/(kW·h),远高于预期的60 g/(kW·h),层状扫气效果不理想。根据测试数据,修正边界条件,对原扫气道内的空气和混合气进行计算流体动力学(computational fluid dynamics, CFD)仿真分析<sup>[6-9]</sup>,原扫气道内空气体积分数如图3所示。由图3可知:空气在进气阶段进入扫气道,形成一定的分层,上半部分为空气,下半部分为混合气,但存储于扫气道的空气总量偏少,且空气与混合气在扫气道内出现混合现象。

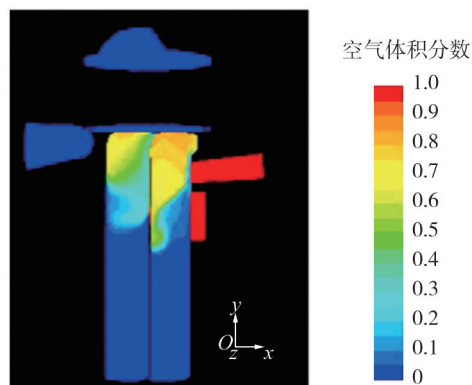


图3 原扫气道内空气体积分数

缸体原扫气道为双边直线型对称扫气道。对缸体扫气道进行优化,将原对称扫气道优化为一边直线

型、另一边为弧形的非对称结构。原对称扫气道、优化后非对称扫气道、非对称扫气道缸体立体剖视图如图4所示。设定直线型扫气道路径长度为 $L_1$ ,弧形扫气道路径长度为 $L_2$ , $L_2$ 的优选长度是 $L_1$ 的1.2~1.7倍。弧形扫气道设计能够增长扫气道长度,增加存储于扫气道内空气的气体总量。

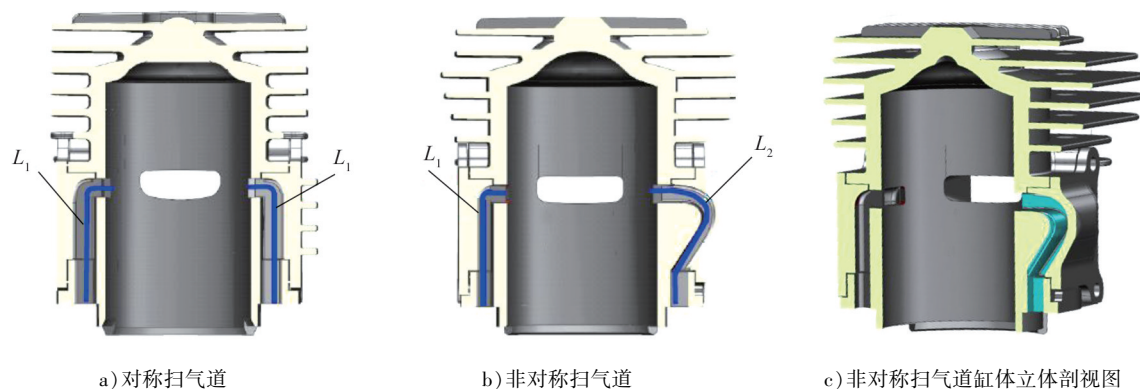


图4 对称扫气道、非对称扫气道示意图

扫气道优化后,扫气道内空气和混合气CFD分析结果如图5所示。由图5可知:通过优化扫气道,增加了空气存储于扫气道内的气体总量,并减少了空气与混合气的混合层,使两者具有更清晰的分层面。

对称扫气道、非对称扫气道缸体内气体流动示意图如图6所示。由图6可知:由于扫气时,气体流经不同扫气道时的路径及沿程阻力不同,进入缸体内气体的流速及时间也不同,非对称弧形扫气道可在缸体内形成涡流,增大扫气效率。

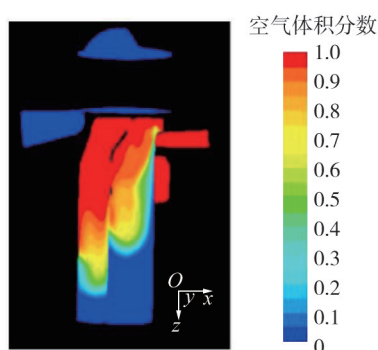


图5 优化后扫气道内空气体积分数

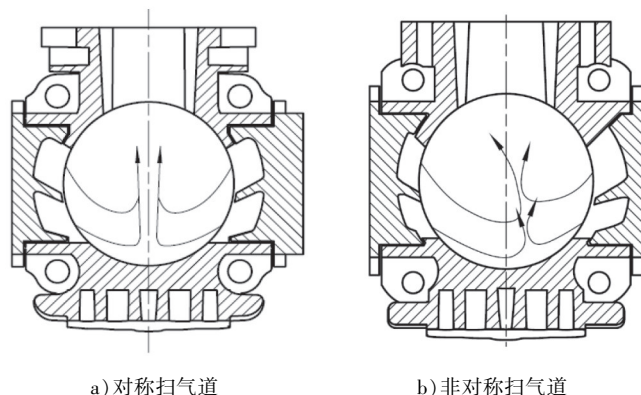


图6 对称扫气道、非对称扫气道缸体内气体流动示意图

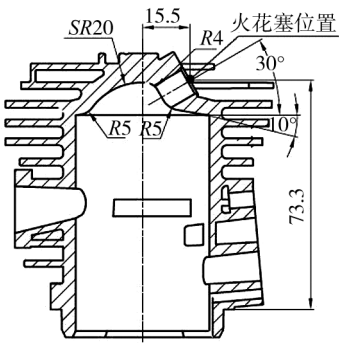
扫气道优化后进行排放测试,当 $\lambda = 0.84$ 时,HC-NO<sub>x</sub>比排放由86.11 g/(kW·h)下降至59.36 g/(kW·h),满足低于60 g/(kW·h)的目标,减排效果明显。

## 2.2 点火位置对排放和功率的影响分析

该分层扫气汽油机为配套油锯使用,受油锯整机结构限制,火花塞偏置于缸体燃烧室中心位置,如图7所示。由图7可知:火花塞位置向扫气出气方向偏置较大,这一安装位置并不是火花塞的最佳位置。试验发现,分层扫气类型二冲程汽油机混合气通过扫气道进入并存储于缸体燃烧室内,存在分布不均匀现象,原火花塞偏置较大,远离火花塞中心处燃烧火焰传播路径较长,燃烧不充分。因此,优化火花塞安装位置,减小向扫气出气方向的偏置量,可实现较好的燃烧效果。优化后火花塞位置如图8所示。

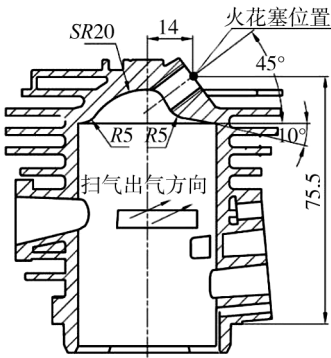
进行台架试验,测试火花塞位置优化对汽油机功率的影响,结果如表1所示,表中 $n$ 为转速。由表1可知:火花塞位置优化后,各转速下汽油机功率均有所提高,其中,标定转速(9 000 r/min)时的功率由1.97 kW提高至2.05 kW。火花塞位置优化后进行排放测试,HC-NO<sub>x</sub>排放由59.36 g/(kW·h)进一步降

至 55.59 g/(kW·h)。



单位:mm

图 7 燃烧室及火花塞位置



单位:mm

图 8 优化后火花塞位置

表 1 火花塞位置优化对汽油机功率的影响

| 火花塞位置 | 功率/kW                   |                         |                         |                         |                         |                         |
|-------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
|       | $n=6\,500\text{ r/min}$ | $n=7\,000\text{ r/min}$ | $n=7\,500\text{ r/min}$ | $n=8\,000\text{ r/min}$ | $n=8\,500\text{ r/min}$ | $n=9\,000\text{ r/min}$ |
| 优化前   | 1.76                    | 1.76                    | 1.81                    | 4.86                    | 1.90                    | 1.97                    |
| 优化后   | 1.79                    | 1.80                    | 1.85                    | 1.93                    | 1.97                    | 2.05                    |

2.3 面容比、挤流层对排放和功率的影响分析

对应用新设计弧形扫气道、点火位置的汽油机进行 120 h 耐久测试。试验后拆机检查,汽油机缸体燃烧室外观如图 9 所示。由图 9 可知:燃烧室内积碳分布极其不均,有一侧甚至未出现燃烧痕迹。

活塞处于上止点时,活塞顶部与缸体燃烧室在靠近进气口侧存在一段狭长的挤流层<sup>[10]</sup>,挤流层示意图如图 10 所示。该挤流层宽度为 0.4~1.1 mm,长度为 11.0 mm。120 h 耐久试验后,挤流层对应的燃烧室位置基本无火焰燃烧痕迹。推测火焰由中心电极传播到挤流层处,由于缝隙处面容比(表面积与容积的比)较大,该处的混合气因发生热交换而被冷却,火焰传播受阻,燃烧不完全。将挤流层宽度改为 0.6~1.1 mm,长度改为 3.5 mm,优化后燃烧室形状及挤流层示意图如图 11 所示。



图 9 优化扫气道、点火位置后耐久试验燃烧室外观

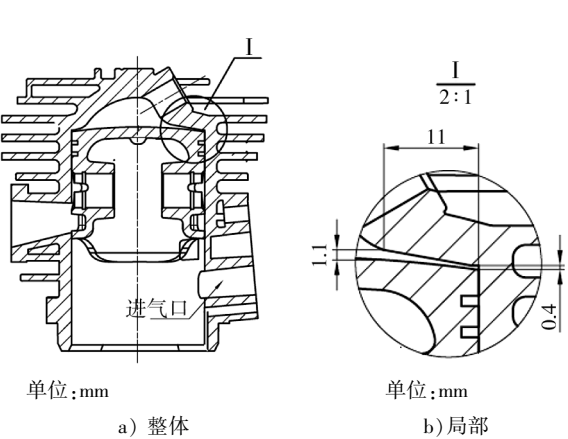


图 10 挤流层示意图

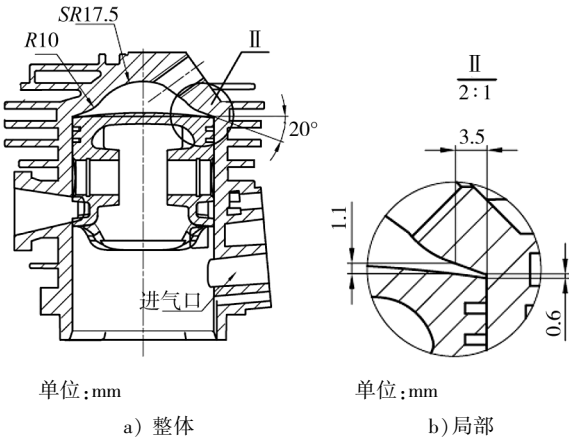


图 11 优化后燃烧室形状及挤流层示意图

保持压缩比为 7.6 不变,调整燃烧室形状,将燃烧室面容比由  $5.7 \text{ cm}^{-1}$  减小到  $4.6 \text{ cm}^{-1}$ 。优化挤流层和面容比对汽油机功率的影响如图 12 所示。由图 12 可知:优化后,汽油机功标定功率由 2.05 kW 提高至 2.16 kW。优化挤流层和面容比后进行排放测试,汽油机的 HC-NO<sub>x</sub> 比排放由  $55.59 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$  降至  $52.23 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ 。

对优化挤流层和面容比后的汽油机进行 120 h 耐久测试,拆机检查燃烧室外观如图 13 所示。由图 13 可知:优化挤流层和面容比后,基本消除燃烧不均匀现象。

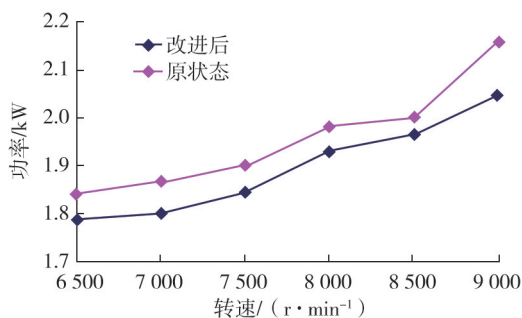


图 12 优化挤流层和面容比对汽油机功率的影响



图 13 优化挤流层和面容比后耐久试验燃烧室外观

## 2.4 活塞环优化对功率的影响分析

通过以上 3 项燃烧方面的优化设计,当  $\lambda=0.84$  时,汽油机 HC-NO<sub>x</sub> 比排放低于预期的  $60 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ ,但标定功率为 2.16 kW,略低于设计要求的 2.20 kW。优化设计活塞环,降低活塞环面压比,减小活塞环高度,将活塞环材料由灰口铸铁改为球墨铸铁,从而降低发动机摩擦损失,提高功率。

活塞环摩擦损失功率  $P$  的数值<sup>[11-12]</sup>

$$\{P\} = \{F_f\} \{v\} = \{p\} \pi \{D\} \{H\} \mu \{l\} \{n\} / 30, \quad (1)$$

式中:  $\{F_f\}$  为以 N 为单位的摩擦力  $F_f$  的数值;  $\{v\}$  为以 m/s 为单位的活塞环平均运动速度  $v$  的数值;  $\{p\}$  为以 MPa 单位的活塞环表面压力  $p$  的数值;  $\{D\}$  为以 mm 为单位的活塞环直径  $D$  的数值;  $\{H\}$  为以 mm 为单位的活塞环高度  $H$  的数值;  $\mu$  为摩擦因数;  $\{l\}$  为以 mm 为单位的行程  $l$  的数值;  $\{n\}$  为以 r/min 为单位的转速  $n$  的数值。

原活塞环和改进后活塞环的参数如表 2 所示。

表 2 活塞环参数

| 活塞环类型  | $p/\text{MPa}$ | $H/\text{mm}$ | $D/\text{mm}$ | 活塞环数量 | $l/\text{mm}$ | $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$ | $\mu$ |
|--------|----------------|---------------|---------------|-------|---------------|--------------------------------------|-------|
| 原活塞环   | 0.151          | 2.0           | 45            | 2     | 32            | 9 000                                | 0.09  |
| 改进后活塞环 | 0.142          | 1.2           |               |       |               |                                      |       |

由式(1)和表 2 可知,改进后活塞环摩擦损失功率与原活塞环摩擦损失功率的比约为 0.564。降低活塞环面压比、减小活塞环高度、改变活塞环材料后,由活塞环自身弹力引起的摩擦损失减少约 43.6%。活塞环优化对功率的影响如表 3 所示。由表 3 可知:台架测试标定功率由 2.16 kW 增大至 2.24 kW,满足设计要求。

表 3 活塞环优化对功率的影响

| 活塞环类型  | 功率/kW                    |                          |                          |                          |                          |                          |
|--------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
|        | $n=6\,500 \text{ r/min}$ | $n=7\,000 \text{ r/min}$ | $n=7\,500 \text{ r/min}$ | $n=8\,000 \text{ r/min}$ | $n=8\,500 \text{ r/min}$ | $n=9\,000 \text{ r/min}$ |
| 原活塞环   | 1.84                     | 1.87                     | 1.90                     | 1.98                     | 2.00                     | 2.16                     |
| 改进后活塞环 | 1.89                     | 1.91                     | 0.95                     | 2.01                     | 2.09                     | 2.24                     |

### 3 结论

通过对分层扫气二冲程汽油机的过量空气系数、扫气道结构、点火位置、面容比、挤流层尺寸、活塞环面压比等参数的分析和优化,使汽油机的排放、功率满足设计要求。

1) 分层扫气二冲程汽油机的 HC-NO<sub>x</sub> 与 CO 比排放均随  $\lambda$  增大而下降,但 CO 比排放降幅更大。

2) 当  $\lambda=0.84$  时,采用非对称弧形扫气道,优化火花塞位置,将挤流层宽度改为 0.6~1.1 mm,长度改为 3.5 mm,HC-NO<sub>x</sub> 比排放降至 52.23 g/(kW·h),满足设计要求。

3) 降低活塞环面压比、减小活塞环高度、改变活塞环材料后,台架测试标定功率增大至 2.24 kW,满足设计要求。

#### 参考文献:

- [1] 杜涛,李清砾,范娣,等. 分层扫气技术在小型二冲程汽油机上的应用[J]. 内燃机与动力装置,2007(5):29-31.
- [2] 环境保护部. 非道路移动机械用小型点燃式发动机排气污染物排放限值与测量方法(中国第一、二阶段): GB 26133—2010[S]. 北京:中国环境科学出版社,2011.
- [3] 黄云龙,杨广文,李洲. 航空二冲程活塞发动机分层扫气优化[J]. 航空发动机,2023,49(1):47-52.
- [4] 马玉龙. 分层扫气二冲程汽油机性能仿真研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2020.
- [5] 马玉龙,杨海青,徐光荣. 分层扫气二冲程汽油机的数值模拟[J]. 航空动力学报,2019,34(9):2001-2009.
- [6] 刘巽俊. 内燃机的排放与控制[M]. 北京:机械工业出版社,2002.
- [7] 陆军,沈辉,涂强,等. 二冲程汽油机扫气过程的 CFD 数值模拟与试验研究[J]. 农业装备技术,2017,43(1):18-22.
- [8] 陆军. 基于 CFD 对 1E40F 型二冲程发动机扫气过程数值模拟及排放控制研究[D]. 扬州:扬州大学,2017.
- [9] 姜涛,罗马吉,向梁山,等. 发动机气道 CFD 分析流程自动化研究[J]. 武汉理工大学学报(信息与管理工程版),2012,34(3):310-312.
- [10] 蒋德明. 内燃机燃烧与排放学[M]. 西安:西安交通大学出版社,2001.
- [11] 周龙保. 内燃机学[M]. 3 版. 北京:机械工业出版社,2011.
- [12] 杜涛. CFD 模拟分析在二冲程汽油机性能改进中的应用探讨[J]. 内燃机与动力装置,2010(3):30-32.

## Design of a stratified scavenging two-stroke gasoline engine

WEI Jiazi, TANG Lichun, WANG Tinggao

Zhuxin Machinery Co., Ltd., Linyi 276000, China

**Abstract:** Taking a gasoline engine with a displacement of 50.8 mL for a matching chainsaw as the research object, this study uses a combination of simulation and bench testing to analyze the technology of reducing emissions and improving power of a stratified scavenging two-stroke gasoline engine. The results show that the specific emissions of HC-NO<sub>x</sub> and CO in a stratified sweep two-stroke gasoline engine decrease with the increasing of the excess air coefficient( $\lambda$ ), but the decrease in CO specific emissions is greater. When  $\lambda$  is 0.84, by using the asymmetric scavenging port, optimizing the spark plug position, changing the width of the squish band to 0.6~1.1 mm and the length to 3.5 mm, the HC-NO<sub>x</sub> emission ratio decreases to 52.23 g/(kW·h), which meets the design requirements. After reducing the piston ring surface pressure ratio, decreasing the piston ring height, and changing the piston ring material, the bench test calibration power increased to 2.24 kW, which meets the design requirements.

**Keywords:** gasoline engine; stratified scavenging; emission; power

(责任编辑:臧发业)