

## 混合动力汽车的球形发动机热力学过程\*

张雷,徐海军,潘存云,徐小军

(国防科技大学机电工程与自动化学院,湖南长沙 410073)

**摘要:**介绍球形发动机工作原理及基本结构,研究发动机气缸容积变化规律,进而建立发动机热力学过程理论模型,分析发动机燃烧过程。利用 FLUENT 开展对比仿真研究,并对发动机燃油喷射过程进行分析。结果表明气缸内部温度与压力曲线的计算结果与仿真结果基本一致,验证了理论模型的正确性。仿真结果显示在燃油喷射过程中,燃油喷射轨迹呈涡团状,引起局部富油,使得燃烧性能变差。

**关键词:**球形发动机;混合动力汽车;燃烧过程;有限元分析

中图分类号:U464.1 文献标志码:A 文章编号:1001-2486(2016)01-185-06

## Thermodynamic process of sphere cam engine applied in hybrid electrical vehicle

ZHANG Lei, XU Haijun, PAN Cunyun, XU Xiaojun

(College of Mechatronics Engineering and Automation, National University of Defense Technology, Changsha 410073, China)

**Abstract:** Basing on the introduction of working principle and structure of sphere cam engine, the variation of cylinder volume was studied. Furthermore, the theoretical thermodynamic model of engine was established to analyze the combustion process of sphere cam engine. Then the theory result was compared with the simulation result in FLUENT. The oil spray process was studied in detail. Results show that the calculated pressure curve and temperature curve in cylinder are similar to the simulation results, which validates the validity of theory model. However, the vortex of sprayed oil observed in FLUENT can lead to the rich oil phenomena, which may decrease the combustion efficiency.

**Key words:** sphere cam engine; hybrid electrical vehicle; combustion process; finite element analysis

随着汽车排放标准的逐步提高,混合动力汽车以其较高的能量利用效率、较为清洁的综合排放性能以及较好的经济性赢得了越来越多的关注<sup>[1-3]</sup>。由于混合动力汽车兼有蓄电池组和发动机两种动力,体积较为笨重<sup>[4-5]</sup>。因此,相关研究人员提出了若干种高功率密度的集成化发电系统。美国 Sandia 国家实验室运用均质充量压燃的燃烧方式研究自由活塞直线发电机,结果表明其热效率可达 56%, NO<sub>x</sub> 排放显著降低;国内,常思勤领导的团队研究了四冲程自由活塞发动机的热力学过程,结果表明该型发动机有较高的能量转化效率,是未来混合动力汽车的理想动力源<sup>[6-7]</sup>。美国的 EcoMotors 公司研究了对置活塞对置气缸 (Opposed Piston Opposed Cylinder, OPOC) 发动机,可用于混合动力汽车,其燃油消耗率设计目标为 2.5 升每百千米。湖南大学对于 OPOC 发动机的燃烧及运行特性进行了理论分

析,进一步优化了发动机的工作过程,探索了提高发动机热效率及排放性能的方法<sup>[8]</sup>。本文设计了一种新型的球形发动机,用作混合动力汽车的增程系统的动力源,有着结构紧凑、功重比高、集成性好的优点,有望显著降低混合动力汽车增程系统的重量,提高燃油经济性<sup>[9-10]</sup>。

### 1 球形发动机结构及运动分析

球形发动机以凸轮为主要的功率传输部件,具有结构紧凑、功率密度大、布置形式灵活等诸多优点。

#### 1.1 球形发动机功率传输机构

##### 1.1.1 球形发动机结构简介

与传统发动机使用的曲柄连杆式功率传输机构不同,球形发动机采用了轴向布置的凸轮式功率传输机构来实现活塞的往复运动,其基本结构如图 1 所示。

\* 收稿日期:2015-03-15

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51475464, 51175500, 51575519)

作者简介:张雷(1987—),男,湖北襄阳人,博士研究生,E-mail:cvx1987@163.com;

徐海军(通信作者),男,讲师,博士,E-mail:xuhaijun\_1999@163.com

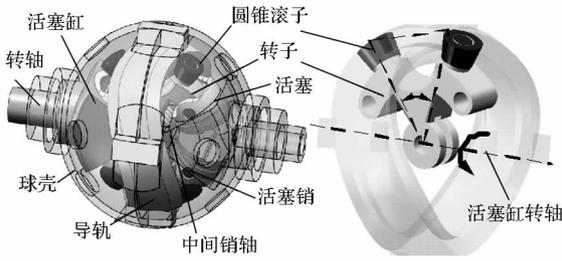


图 1 球形发动机功率传输机构结构原理图  
Fig. Structure of power transmission mechanism of sphere cam engine

如图 1 所示,球形发动机的球面凸轮固结在发动机的球壳上,活塞缸由转轴支撑在球壳中间,可以绕着球壳轴线转动。活塞和圆锥滚子铰接于转子上,圆锥滚子与空间球面凸轮接触,将活塞在气缸内的往复运动转换成气缸体的旋转运动。固结在缸体上的线圈接通电源以后产生电磁场,与缸体一起旋转,磁力线切割包裹在发动机球壳外部的定子线圈,产生电流向外输出。

发动机的转子上铰接有两个滚子,同时与凸轮的两个端面接触。凸轮的型线决定着活塞在缸体中间的运行规律。

1.1.2 球形发动机工作原理

球形发动机是一款以柴油为燃料的四冲程自然吸气发动机,通过集成化设计将发电系统与球形发动机有机集成在一起,具有结构紧凑、功率密度大等优点,其整体结构如图 2 所示。

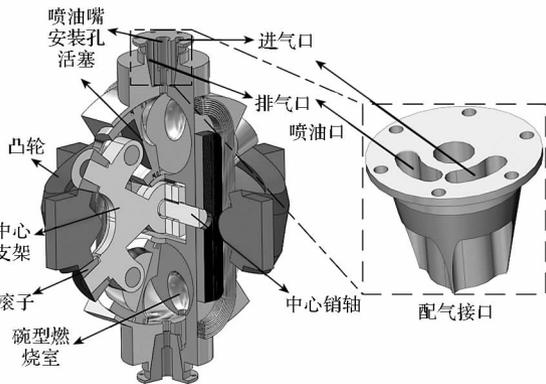


图 2 球形发动机整体结构  
Fig.2 Structure of sphere cam engine

如图 2 所示,球形发动机通过配气接口实现发动机的有序有效配气<sup>[9]</sup>。如上文所述,发动机的气缸绕着球壳转动,由于配气接口通过法兰固定在球壳上,因此当缸体旋转的时候,配气接口产生相对转动。配气接口有序地将进气口和排气口与气缸接通。通过合理设计配气接口的形状和大小,使得发动机在进气冲程时气缸与进气口接通。

此时,活塞从上止点向下止点运动,气缸体积增大,将外部新鲜气体通过进气口吸入气缸。随着气缸的旋转,在进气冲程结束时刻,进气口关闭,气缸被完全密封,发动机进入压缩冲程。在压缩冲程,活塞由下止点位置向上止点位置运动,气缸的气体被压缩,温度和压强逐渐升高。在活塞到达上止点位置之前,高压燃油通过喷油嘴喷入发动机气缸。雾化的燃油被气缸内的高温气体点燃,猛烈燃烧,释放出大量的热量,使得气缸内混合物的压力和温度急剧上升。随后,高压气体推动活塞由上止点向下止点运动,发动机进入膨胀做功冲程,燃气的热力学能转换成机械能向外输出。在活塞到达下止点时,气缸与排气口接通,燃烧产物通过排气口向外流出,气缸压力和温度快速下降。同时,活塞由下止点向上止点运动,将气缸内的残余废气排出气缸。到此为止,发动机完成了一个热力学循环,气缸内部周而复始重复上述的热力学过程,将燃料的化学能源源不断地转换成机械能。

1.2 球形发动机运动学建模

球形发动机以空间球面凸轮机构作为功率传输机构,实现能量的转化,是球形发动机具有较高功率密度和较为紧凑结构的关键性因素。

球形发动机利用空间凸轮驱动转子,带动活塞在气缸内部做往复运动,形成变化的容积,其运动简图如图 3 所示。

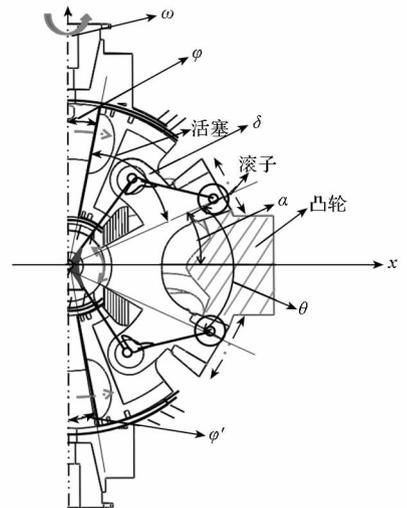


图 3 球形发动机运动简图

Fig.3 Schematic diagram of sphere cam engine

如图 3 所示,在每个转子上安装有两个滚子,同时与凸轮接触。发动机凸轮的型线经过特殊设计使得活塞的角位移按照正弦规律变化,其中上活塞面的角位移  $\varphi(t)$  可以用式(1)表示<sup>[11-12]</sup>:

$$\varphi(t) = \frac{\pi}{2} - \alpha(t) - \delta \quad (1)$$

式中,  $\alpha(t)$  是  $t$  时刻滚子中心线与  $x$  轴的夹角,  $\delta$  是滚子中心线与活塞表面的夹角。

下活塞表面角位移可以通过式(2)计算:

$$\varphi'(t) = \frac{\pi}{2} - \theta + \alpha(t) - \delta \quad (2)$$

式中,  $\theta$  是两个滚子中心线的夹角。

滚子中心线与  $x$  轴的夹角  $\alpha(t)$  的运动规律由凸轮型线决定, 可以表示如式(3):

$$\alpha(t) = \frac{\theta}{2} + \phi \sin(2\omega t) \quad (3)$$

式中,  $\phi$  是中心支架相对于缸体摆动的幅值,  $\omega$  是发动机中心支架的转动角速度。

发动机的理论转速为 3000 r/min, 则两个燃烧室的容积变化情况如图 4 所示。从图中可以看出, 发动机气缸的容积呈正弦规律变化。发动机气缸容积最小值为 0.049 L, 容积最大值为 0.734 L, 发动机的压缩比约为 15。

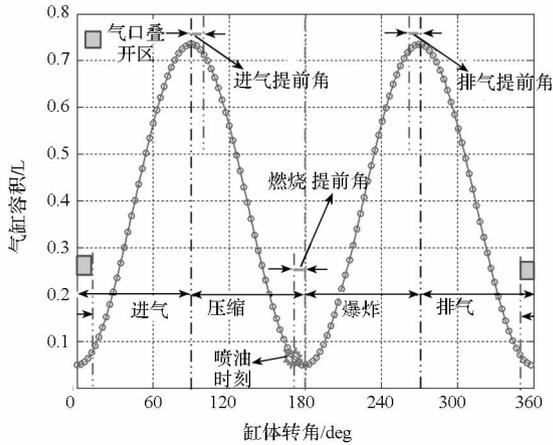


图4 气缸容积变化关系

Fig. 4 Variation of cylinder volume

## 2 球形发动机热力学过程研究

发动机的热力学过程计算是发动机研制工作的基础, 分析气缸内部温度压力的变化规律是发动机强度设计以及性能评价的基础<sup>[12]</sup>。

### 2.1 理论建模

根据热力学第一定律, 发动机气缸内部的热平衡可以由式(4)计算<sup>[13]</sup>:

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} h_e \quad (4)$$

式中,  $m_c$  是缸内工质的质量,  $u$  是缸内工质的比

内能,  $p_c$  是缸内气体的压强,  $V$  是气缸的体积,  $Q_F$  是进入气缸的燃料的内能,  $Q_w$  是气缸壁散热损失,  $\alpha$  是外转子转角,  $h_{BB}$  是泄漏气体的焓值,  $dm_i$  是进入气缸的气体的质量,  $dm_e$  是流出气缸的气体的质量,  $dm_{BB}$  是气缸泄露的气体的质量,  $h_i$  是流进气缸的气体的比焓,  $h_e$  是流出气缸的气体比焓。

式(4)表明发动机气缸内部工质的内能变化率是气缸内部的热量变化率、因工质质量变化引起的焓的变化率以及活塞做功功率之和。缸内的能量变化率包括缸内可燃气体燃烧放热率以及缸内气体通过气缸壁的换热量。气缸内部的质量变化率是进、出发动机气缸的混合燃气的变化率及泄漏的工质的质量变化率之和。现对上述各项变化率分别讨论如下。

柴油发动机燃烧过程涉及柴油的喷射、雾化以及在气缸内部的扩散燃烧过程, 其反应机理到目前为止仍不是十分清楚。在实际计算过程中, 多采用经验模型来计算燃烧放热率随主轴的变化关系。由于双韦伯函数同时考虑到了柴油的预混合燃烧和扩散燃烧, 因而特别适合计算高速柴油机气缸内部的燃烧放热率<sup>[14]</sup>。

根据柴油机燃烧过程的特点, 双韦伯函数利用两条韦伯曲线  $f_1$  和  $f_2$ , 分别代表预混合燃烧和扩散燃烧。则燃料燃烧总放热率为:

$$\frac{df}{d\varphi} = \frac{df_1}{d\varphi} + \frac{df_2}{d\varphi} \quad (5)$$

式中,  $f_1 = [1 - e^{-6.908\varphi_{Zp}^{m_p+1}(\varphi - \varphi_B)^{m_p+1}}] (1 - Q_d)$ ,  $f_2 = [1 - e^{-6.908\varphi_{Zd}^{m_d+1}(\varphi - \varphi_B - \tau)^{m_d+1}}] Q_d$ , 由于球形发动机为高速、非增压发动机, 根据推荐值,  $Q_d$  取值为 0.7,  $\varphi_{Zp}$  取值为 18,  $\varphi_{Zd}$  取值为 68,  $m_p$  取值为 2,  $m_d$  取值为 0.8,  $\tau$  可由式  $398.23p^{-1.19} \exp(4650/T)$  计算 ( $p$  为压力,  $T$  为温度)<sup>[15]</sup>。

根据热力学定律, 发动机表面的热量流动由接触面的表面积和机体与空气的温度差决定, 可以用式(6)表示:

$$Q_w = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi}) \quad (6)$$

式中,  $A_i$  是发动机的接触面积,  $T_c$  是发动机表面的温度,  $T_{wi}$  是周围空气的温度,  $\alpha_w$  是发动机的散热系数。

发动机的散热系数计算公式是一个通过实验得到的经验公式, 是建立在大量的实验数据基础之上的。散热系数与气缸的直径、气缸内部的气体压力、气缸的容积以及气缸内部的温度有关, 可以由式(7)计算<sup>[16]</sup>:

$$\alpha_w = 0.1129D^{-0.2} P^{0.8} V^{0.8} T^{-0.594} \quad (7)$$

式中,  $D$  是气缸直径。

发动机缸内的工质质量变化率可由式(8)计算:

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha} \quad (8)$$

由于泄露的工质质量  $dm_{BB}$  相对于通过进排气口进入气缸的工质的质量较小,故可以忽略不计。

发动机进排气口气体的流量与气口的形状、气口的压力差及流体的流速有关。根据等熵小孔流动的方程,当气口的气体流速小于声速时,进排气口气体的质量流动速率可以用式(9)表示<sup>[17-19]</sup>:

$$\frac{dm_i}{dt} = \mu A_{port} P_x \left( \frac{P_s}{P_x} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_s(\kappa-1)} \left[ 1 - \left( \frac{P_s}{P_x} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (9)$$

式中,  $A_{port}$  是气口的有效横截面积,  $P_s$  和  $T_s$  分别是气口前段的压强和温度,  $P_x$  是气口后端的压强,  $R$  是理想气体常数,  $\kappa$  是比热比。

当气口流速大于声速的时候,有如式(10)所示的关系存在:

$$\frac{dm_i}{dt} = \mu A_{port} P_x \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_s(\kappa-1)}} \quad (10)$$

混合物的状态可以由气态方程确定:

$$p_c = \frac{1}{V} \cdot m_c \cdot R_o \cdot T_c \quad (11)$$

联立式(4)~(11)可以建立发动机的热力学模型,通过数值计算可以得到发动机气缸内部温度和压强随主轴转角的变化关系。

### 2.2 仿真研究

发动机燃烧室采用半球形结构,为了加快计算的速度,取燃烧室三维模型的 1/4 进行计算。在后处理软件中通过镜像和旋转等拓扑操作来还原原始的结构。发动机的进气口和排气口利用扫

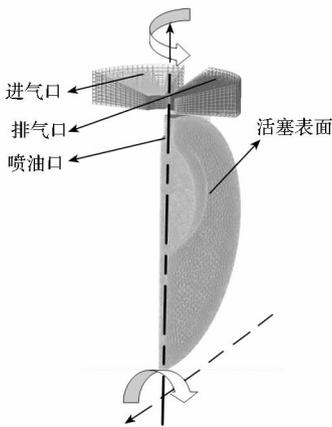


图 5 燃烧室网格划分结果

Fig. 5 Meshing result of combustion chamber

略的方式进行网格划分,燃烧室通过自由网格的方式进行划分。得到的网格划分结果如图 5 所示。

发动机热力学过程仿真研究模型的网格划分统计结果如表 1 所示。

表 1 气缸网格划分结果

Tab. 1 Meshing result of cylinder

区域类型	节点数	单元数	四面体单元	楔形单元	六面体单元
气缸	31489	96370	66415	29955	0
排气口	3192	2442	0	0	2442
进气口	1386	1000	0	0	1000
总计	36067	99812	66415	29955	3442

### 3 结果分析

#### 3.1 理论计算及仿真结果对比

通过理论分析建立了气缸内部热力学过程的理论模型,分析得到了气缸内压力和温度随着缸体转角的关系。同时为了验证理论模型的正确性和分析缸体内部燃油喷射规律,建立了燃烧室三维模型并进行了网格划分,导入到流体力学分析软件里,设置边界条件之后,对于燃烧室内的工作过程进行了仿真。理论计算和仿真分析到的结果如图 6 所示。

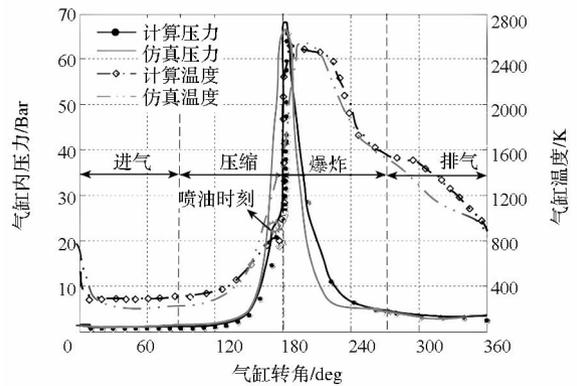


图 6 气缸内热力学参数计算和仿真结果

Fig. 6 Comparison of simulation result and calculation result of thermodynamic process in cylinder

从图 6 可以看出,计算结果与仿真结果在图形趋势上基本一致。计算得到的气缸内部的压力曲线的最大值为 68 Bar,仿真得到的为 65 Bar,相对误差仅为 4.6%,计算与仿真结果基本一致。计算得到的最高温度为 2510 K,而仿真得到的最高温度为 2592 K,相对误差为 3.2%。但是仿真

和计算结果在局部区域内也存在一定的差别:在活塞到达上止点之前,仿真的压力曲线上升较快;但是仿真压力曲线与计算曲线的最大值的时刻是一致的;在到达上止点之后,计算得到的压力曲线下降幅度较仿真曲线小。至于气缸内部的温度曲线,仿真结果和计算结果在进气、压缩和爆炸冲程均基本一致,但是在进气和排气冲程存在一定的差别。仿真得到温度曲线爆炸末期下降很快,在排气过程下降较慢,而计算得到曲线却恰恰相反,这就导致了两种方式得到的结果在排气阶段出现了明显的差别。其原因在于,仿真模型采用网格划分后的离散模型代替真实的连续模型,在进排气过程中气口的气体流速较大的情况下,会产生一定的误差;同时,理论模型里面的气体流量系数是现有的研究成果的推荐取值,也会引入一定的误差。

### 3.2 气缸喷油过程特性分析

球形发动机以柴油为主要燃料,柴油在燃油泵的作用下压力升到很高,通过喷油嘴,成雾状喷射入气缸内部。被气缸内部的高温高压空气点燃,剧烈燃烧,释放大量的热量<sup>[20]</sup>。

发动机内部燃油喷射的过程是一个极其复杂的物理化学过程,同时有柴油的雾化和燃烧过程。燃油喷射的轨迹和速度,对于燃油燃烧的完全与否有着直接的影响。

为了研究球形发动机缸内喷油过程,利用FLUENT后处理软件得到了喷油过程的轨迹,如图7所示。

如图7所示,在喷油嘴打开的时刻,燃油通过喷油口向气缸内喷射。由于此时喷油嘴突然打开,燃油的压力有一定程度的降低,燃油喷射出去以后沿着气缸壁扩散,如图7(a)、图7(b)所示。随着油路压力的重新建立,燃油喷射的角度发生了变化,燃油喷射偏向气缸底部方向,油雾轨迹在气缸内部形成小涡团。此时,小涡团内部的混合油气浓度很高,严重富油,极易产生黑烟和氮氧化物,严重影响发动机的燃油经济性和环保性,如图7(c)所示。在喷油结束时刻,喷油量减小,燃油雾化效果差,油气液滴直径较大,重量较重,燃油喷射轨迹没有发生明显偏转,如图7(d)所示。

## 4 结论

通过对比研究理论计算和仿真分析结果,两种方法计算得到的压力曲线和温度曲线相对误差均在5%以内,验证了理论模型的正确性和仿真模型的可靠性。

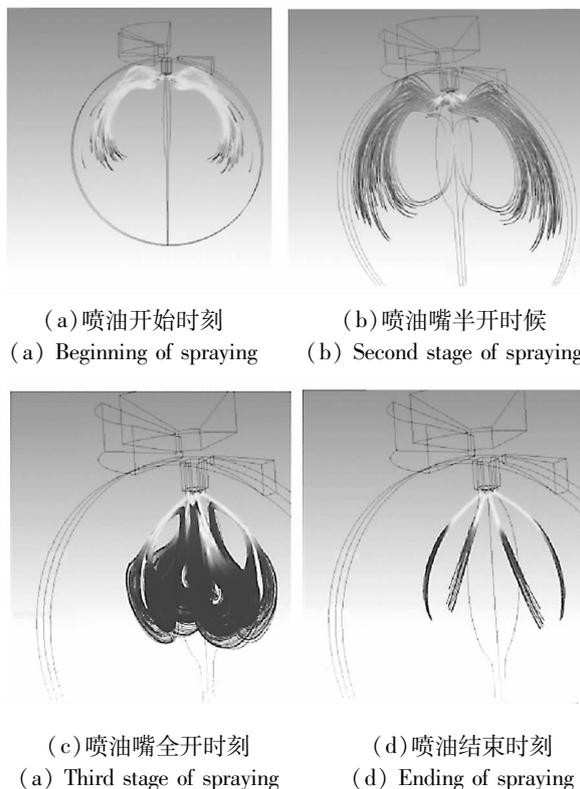


图7 气缸内喷油过程研究

Fig.7 Simulation of oil spraying process in cylinder

通过仿真分析燃油喷射过程,发现在喷油过程可能会出现小涡团,使得局部严重富油,降低发动机燃烧效率,影响球形发动机的经济性和环保性。

## 参考文献 (References)

- [1] Axsen J, Kenneth S K. Hybrid, plug-in hybrid, or electric—What do car buyers want? [J]. *Energy Policy*, 2013, 61: 532–543.
- [2] 张雷,潘存云,徐海军,等. 旋转活塞式气动发动机气口设计[J]. *浙江大学学报(工学版)*, 2014, 48(12): 2181–2187.  
ZHANG Lei, PAN Cunyun, XU Haijun, et al. Design of air ports for rotary piston engine [J]. *Journal of Zhejiang University (Engineering Science)*, 2014, 48(12): 2181–2187. (in Chinese)
- [3] Lin C T, Wu T, Ou X M, et al. Life-cycle private costs of hybrid electric vehicles in the current Chinese market [J]. *Energy Policy*, 2013, 55: 501–510.
- [4] Hannan M A, Azidin F A, Mohamed A. Hybrid electric vehicles and their challenges; a review [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014, 29: 135–150.
- [5] Kim S C. Thermal performance of motor and inverter in an integrated starter generator system for a hybrid electric vehicle [J]. *Energies*, 2013, 11(6): 6102–6119.
- [6] 王登强,杨娜. 对置活塞式四冲程自由活塞发电机仿真研究[J]. *鲁东大学学报(自然科学版)*, 2014, 30(4): 368–373.  
WANG Dengqiang, YANG Na. Simulation of opposed-piston four-stroke free-piston generator [J]. *Ludong University*

- Journal (Natural Science Edition), 2014, 30(4): 368 - 373. (in Chinese)
- [7] Xu Z P, Chang S Q. Prototype testing and analysis of anovel internal combustion linear generator integrated power system[J]. Applied Energy, 2010, 87(4):1342 - 1348.
- [8] 夏孝朗. 新型二冲程柴油机性能研发关键技术研究[D]. 长沙:湖南大学, 2013.
- XIA Xiaolang. Study on the key technologies of the opposed piston opposed cylinder two stroke diesel engine [D]. Changsha: Hunan University, 2013. (in Chinese)
- [9] 张正洲. 新概念球形发动机的机构设计与分析[D]. 长沙:国防科学技术大学, 2013: 32 - 46.
- ZHANG Zhengzhou. Structural design and analysis of the novel spherical engine[D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2013: 32 - 46. (in Chinese)
- [10] Dev S P. Diesel-hybrid-electric portable power Systems[EB/OL]. [2015 - 02 - 01]. <http://www.DStarEngineering.com>.
- [11] Wikipedia. Axial engine[EB/OL]. (2013 - 06 - 12) [2015 - 02 - 01]. [http://en.wikipedia.org/wiki/Axial\\_engine](http://en.wikipedia.org/wiki/Axial_engine).
- [12] Zhang L, Xu H J, Pan C Y, et al. Combustion simulation and key parameter optimization for opposite axial piston engine in small scale[J]. Journal of Central South University, 2015, 22(9):3397 - 3408.
- [13] Richard V B, Fred S. Internal combustion engine handbook[M]. Warrendale, USA:SAE International, 2004: 432 - 543.
- [14] Rodríguez-Sánchez M R, Marugan-Cruz C, Acosta-Iborra A, et al. Comparison of simplified heat transfer models and CFD simulations for molten salt external receiver [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 73(1):993 - 1005.
- [15] 周松, 王银燕, 明平剑, 等. 内燃机工作过程仿真技术[M]. 北京:北京航空航天大学出版社, 2012.
- ZHOU Song, WANG Yinyan, MING Pingjian, et al. Simulation technology of internal combustion engine [M]. Beijing: Press of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2012. (in Chinese)
- [16] Müller I, Müller W H. Fundamentals of thermodynamics and applications[M]. Berlin, Germany: Springer Verlag, 2008.
- [17] 许峰. 内燃机原理教程[M]. 大连:大连理工大学出版社, 2011:156 - 383.
- XU Feng. Working principle of internal combustion engine[M]. Dalian:Dalian University of Technology press, 2011:156 - 383. (in Chinese)
- [18] Capek V, Sheehan D. Challenges to the second law of thermodynamics[M]. Netherlands: Springer, 2005.
- [19] 邹腾安, 潘存云, 徐小军, 等. 双转子活塞发动机工作过程的数值模拟[J]. 国防科技大学学报, 2014, 36(1): 110 - 115.
- ZOU Tengan, PAN Cunyun, XU Xiaojun, et al. Numerical simulation for performance of a new type dual-rotor piston engine [J]. Journal of National University of Defense Technology, 2014, 36(1): 110 - 115. (in Chinese)
- [20] Oppenheim A K. Dynamics of combustion systems [M]. Berlin, Germany: Springer-Verlag, 2007.

### (上接第 184 页)

- [6] 全国电磁兼容标准化技术委员会. GB/T 17626. 5 - 2008 电磁兼容 试验和测量技术 浪涌(冲击)抗扰度试验[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
- Standardization Administration of the People's Republic of China/Technical Committee 246. GB/T 17626. 5 - 2008 Electromagnetic compatibility - testing and measurement techniques - surge immunity test [S]. Beijing: China Standards Press, 2008. (in Chinese)
- [7] 杨天琦, 王振会, 朱传林, 等. MOV 型 SPD 在交直流电压下的热量累积对比分析[J]. 电瓷避雷器, 2011(5): 81 - 84.
- YANG Tianqi, WANG Zhenhui, ZHU Chuanlin, et al. Comparative analysis of thermal accumulation of MOV-type SPD under AC and DC voltage [J]. Insulators and Surge Arresters, 2011(5):81 - 84. (in Chinese)
- [8] Shrakawa S, Ejiri I, Watahiki S, et al. Application of high voltage gradient zinc oxide elements to SF<sub>6</sub> gas insulated surge arresters for 22 kV - 765 kV power systems [J]. IEEE Transactions on Power Delivery, 1999, 14(2):419 - 424.
- [9] 黎明秀, 贾颖. 瞬变电压抑制器失效模式和失效机理研究[J]. 半导体技术, 2008, 33(11):1024 - 1027.
- LI Mingxiu, JIA Ying. Study on failure modes and failure mechanisms of transient voltage suppressor [J]. Semiconductor Technology, 2008, 33(11):1024 - 1027. (in Chinese)
- [10] 黎明秀, 贾颖, 陈凯. TVS 短路失效机理分析[J]. 电子产品可靠性与环境试验, 2009, 27(1):32 - 36.
- LI Mingxiu, JIA Ying, CHEN Kai. Analysis on short-circuit failure mechanisms of transient voltage suppressor [J]. Electronic Product Reliability and Environmental Testing, 2009, 27(1):32 - 36. (in Chinese)
- [11] 莫付江, 阮江军, 陈允平. 浪涌抑制与电磁兼容[J]. 电网技术, 2004, 28(5):69 - 72.
- MO Fujiang, RUAN Jiangjun, CHEN Yunping. Surge suppression and electromagnetic compatibility [J]. Power System Technology, 2004, 28(5):69 - 72. (in Chinese)