

## 双转子活塞发动机工作过程的数值模拟\*

邹腾安,潘存云,徐小军,陈虎

(国防科技大学机电工程与自动化学院,湖南长沙 410073)

**摘要:**双转子活塞发动机是一种新型的差速式转子发动机,与传统发动机相比较具有很多优点,如不需要复杂的阀门装置,而且功率密度更高等。为了分析和研究双转子活塞发动机的运行特性,针对该发动机工作循环的热力学过程建立了其零维模型,确定了主要的边界条件,运用 Matlab/simulink 进行了数值模拟。对应不同的主轴转角,计算出气缸内工质的质量值、压力值和温度值。基于算得的压力值,求取了该发动机的平均指示压力和功重比等参数,与传统发动机相比较,双转子活塞发动机气缸工作容积的利用程度更大,整体结构更加紧凑。

**关键词:**双转子;活塞;零维模型;数值模拟

**中图分类号:**TK401 **文献标志码:**A **文章编号:**1001-2486(2014)01-0110-06

## Numerical simulation for the performance of a new type dual-rotor piston engine

ZOU Tengan, PAN Cunyun, XU Xiaojun, CHEN Hu

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

**Abstract:** Dual-rotor piston engine (DRPE) is a new type of differential rotary engine, with the pistons moving in a circle rather than linearly. Compared with the conventional engines, the complex valve systems can be omitted, and its power density is higher. In order to study the major performance indicators of DRPE, Matlab/simulink was used to simulate the zero-dimension model of its thermodynamic process. With regard to the characteristics of DRPE's working process, the differential equations were established. Taking into account various period features, the equations were simplified. The ways to solve the major boundary conditions were found. Values of the mass, pressure and temperate were calculated according to different shaft angles. Then DRPE's indicated mean effective pressure and power to weight ratio were calculated. Compared with some conventional internal combustion engines, the volume of DRPE's chamber is used more efficiently, and its integral structure is more compact.

**Key words:** twin-rotor; piston; zero-dimension model; numerical simulation

由于能源危机,人们越来越注重改进和创新发动机的设计。按照基本的设计方式分类,发动机分为往复式和转子式两大类。在过去的两个世纪中,往复式发动机已经发展得比较完善。因此,近年来,人们越来越注重新型转子发动机的研制<sup>[1]</sup>。

转子发动机按其运动形式不同可分为匀速式、差速式和行星式三大类。匀速式转子发动机的磨损和润滑存在问题,限制了其进一步的应用;行星式转子发动机中最成功的是汪克尔发动机,但这种发动机始终存在着难以解决的气密性问题,传力过程存在着“杠杆效应”,其燃油经济性和低速时的动力性能都较差<sup>[2]</sup>。因此,差速式转子发动机现已成为研究的热点,一系列新机型相

继推出,如美国的 MYT Engine<sup>[3]</sup>,俄罗斯的 Yo-Mobile Engine<sup>[4]</sup>,分别如图 1、图 2 所示。

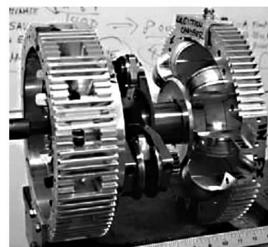


图 1 MYT 发动机  
Fig.1 MYT engine

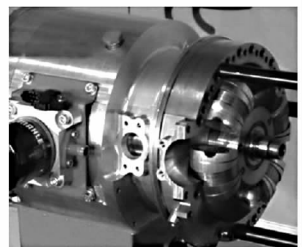


图 2 Yo-Mobile 发动机  
Fig.2 Yo-Mobile engine

本文研究的双转子活塞发动机 (Dual-rotor Piston Engine,简称 DRPE),即是一种新型的差速式转子发动机<sup>[5-6]</sup>。如图 3 所示,DRPE 包括三

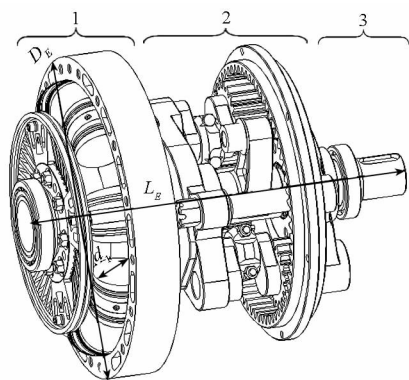
\* 收稿日期:2013-04-17

基金项目:国家部委资助项目

作者简介:邹腾安(1984—),男,山东泰安人,博士研究生,E-mail:tenganzou@163.com;

潘存云(通信作者),男,教授,博士,博士生导师,E-mail:pancunyun@sina.com

大组件:能量转换组件、差速驱动组件和输出轴组件。其整体参数为:外径 $D_E=350\text{mm}$ ,长 $L_E=350\text{mm}$ ,重量仅为 $70\text{kg}$ ,单个转子的圆截面直径 $d_1=60\text{mm}$ 。其主要特点是在不显著改变发动机整体尺寸、重量以及制造成本的前提下,能够实现转子旋转一周,做功次数随某一特定参数成平方倍增长;另外,发动机相邻两次做功间隔区间小,运转平稳,靠活塞转动的位置进行配气;传动特性良好等。



1. 能量转换组件 2. 差速驱动组件 3. 输出轴组件

图3 双转子活塞发动机总体示意图

Fig. 3 Sketch of DRPE

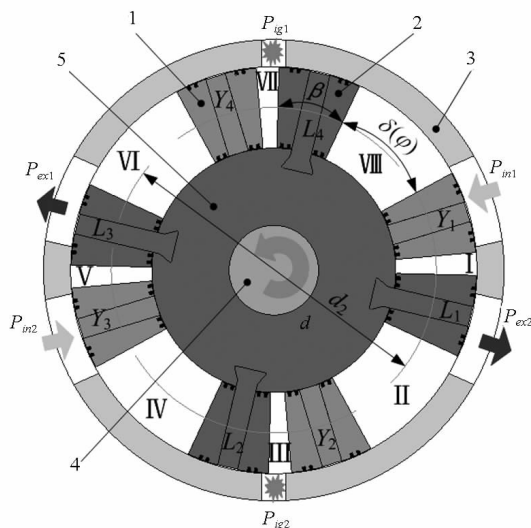
然而,对 DRPE 工作过程的建模与数值模拟还处于初期研究阶段,没有完善的数学模型<sup>[7-10]</sup>。本文针对 DRPE 工作过程的特点,建立其热力过程数学模型,为开发研制 DRPE 提供有效的分析工具。

## 1 能量转换组件构成及工作原理

### 1.1 能量转换组件的构成<sup>[11]</sup>

如图4所示,能量转换组件由静止的缸体、前转子和后转子等构成。两个转子交叉安装在主轴上,且面对面嵌套安装于缸体中,每个转子都有若干个叶片活塞放射式固连于转子毂上。转子上一般均布 $N$ 个叶片活塞( $N$ 为偶数),当 $N=4$ 时,前转子上均布4个叶片活塞( $Y_1 \sim Y_4$ ),后转子上也均布4个叶片活塞( $L_1 \sim L_4$ )。每相邻的两个叶片活塞与缸体共同形成一个密闭工作腔,共形成8个工作腔,分别标记为I~VIII。标记规则为叶片活塞 $Y_1$ 与叶片活塞 $L_1$ 形成工作腔I,叶片活塞 $L_1$ 与叶片活塞 $Y_2$ 形成工作腔II,其他依此类推。在缸体上依据热力循环过程设置有进气口、排气口和爆炸点等装置。进气口设置两处,分别为( $P_{in1}$ 、 $P_{in2}$ );排气口设置两处,分别为( $P_{ex1}$ 、 $P_{ex2}$ );点火装置设置两处,分别为( $P_{ig1}$ 、 $P_{ig2}$ )。更一般的情况是,转子上的叶片活塞数量为 $N$ ,此时两转

子间形成 $2N$ 个工作腔,进、排气口等的设置也相应改变。



1. 前转子 2. 后转子 3. 缸体 4. 输出轴 5. 转子毂

图4 能量转换组件示意图

Fig. 4 Configuration of energy conversion system

### 1.2 工作原理

当 DRPE 工作时,这些相互关联的叶片活塞停留在不同的位置而形成不同体积的气缸,以此进行发动机的压缩、做功等行程。简单地讲就是这些活塞依次运动,一个转子上的活塞在预设程序指挥下旋转一定角度的同时,另一转子上的活塞却完全是静止不动的,这些活塞之间的差速运动就形成了气缸的压缩和做功等行程。

DRPE 的动力输出依靠连接在转子上的主轴。当转子和活塞渐次运动时,主轴便在差速驱动组件的约束下,匀速连续地旋转,源源不断地输出动力。

DRPE 的点火方式也是采用火花塞点火。 $N=4$ 时,任意工作腔在主轴转过 $180^\circ$ 时完成一次工作循环。当主轴每旋转一周,发动机总共点火16(即 $N^2$ )次。而标准的传统V8发动机,机轴每旋转一周点火4次,只有 DRPE 次数的 $1/4$ ,DRPE 的效率明显高于传统发动机。

## 2 基本微分方程的建立<sup>[12-13]</sup>

选取 $Y_1$ 和 $L_1$ 形成的工作腔I为例,主轴旋转一周,工作腔I有2次工作循环。如图5所示,选取工作腔I的一个工作循环(主轴旋转 $180^\circ$ )为研究对象,气缸内工质的能量和质量与外界环境是时刻进行交换的。

### 2.1 模型的基本假设

(1)工质为理想气体;

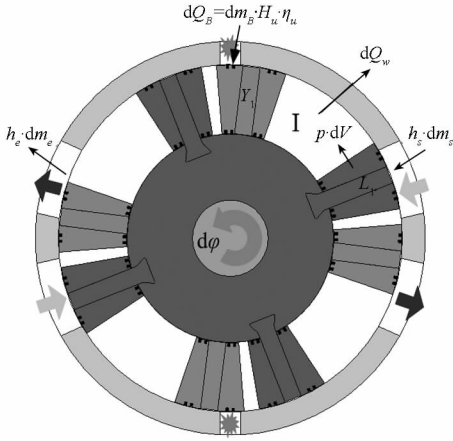


图 5 气缸内热力过程示意图

Fig. 5 Sketch of thermodynamic process in chamber

(2) 气缸内的状态是均匀的;

(3) 气体流入和流出气缸呈准一维的稳定流动;

(4) 将燃料燃烧释放化学能的过程, 看作是外界按已知的表观放热规律向系统内工质加热的热力学过程;

(5) 忽略进、出口处的动能损失, 无泄漏。

## 2.2 模型的基本微分方程

(1) 能量守恒方程

根据热力学第一定律, 能量守恒方程为:

$$dU = dW + dQ_B - dQ_w + h_s dm_s - h_e dm_e \quad (1)$$

式中  $U$  为系统的内能;  $W$  为系统对外做的功;  $Q_B$  为燃料在气缸内燃烧放出的热量;  $Q_w$  为通过诸壁面传入或传出的热量;  $m_s$  为流入气缸的质量;  $m_e$  为流出气缸的质量;  $h_s$ 、 $h_e$  分别为进、排气口处工质的比焓。

而

$$dU = d(m \cdot u) = u dm + m du \quad (2)$$

通常情况, 气缸内的比内能  $u$  和质量  $m$  同时发生变化, 故有:

$$\frac{dU}{d\varphi} = \frac{d(m \cdot u)}{d\varphi} = u \frac{dm}{d\varphi} + m \frac{du}{d\varphi} \quad (3)$$

因为内能  $u$  可简化为温度  $T$  和瞬时过量空气系数  $\alpha_\varphi$  的函数, 将  $u$  写成全微分的形式:

$$\frac{du}{d\varphi} = \frac{\partial u}{\partial T} \cdot \frac{dT}{d\varphi} + \frac{\partial u}{\partial \alpha_\varphi} \cdot \frac{d\alpha_\varphi}{d\varphi} \quad (4)$$

机械功的变化

$$\frac{dW}{d\varphi} = -p \frac{dV}{d\varphi} \quad (5)$$

式中  $p$  为气缸内工质压力;  $V$  为气缸工作容积。

综合整理, 可得温度  $T$  对主轴转角  $\varphi$  的微分方程:

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{m \cdot c_v} \left( \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_w}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} + h_s \frac{dm_s}{d\varphi} - h_e \frac{dm_e}{d\varphi} - u \frac{dm}{d\varphi} - m \frac{\partial u}{\partial \alpha_\varphi} \frac{d\alpha_\varphi}{d\varphi} \right) \quad (6)$$

比定容热容

$$c_v = \frac{\partial u}{\partial T}$$

(2) 质量守恒方程

忽略漏泄, 设通过系统边界交换的质量为流入气缸的空气质量  $m_s$ 、流出气缸的废气质量  $m_e$ 、气缸内的瞬时燃料质量  $m_B$ , 则质量守恒方程表达为:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_s}{d\varphi} - \frac{dm_e}{d\varphi} + \frac{dm_B}{d\varphi} \quad (7)$$

(3) 理想气体状态方程

$$pV = mRT \quad (8)$$

其微分形式为:

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{1}{V} \left[ R \left( \frac{dm}{d\varphi} T + \frac{dT}{d\varphi} m \right) - p \frac{dV}{d\varphi} \right] \quad (9)$$

能量守恒方程式(6)、质量守恒方程式(7)和理想气体状态方程式(9), 3 个方程联合求解, 即可解得确定气缸内工质状态的 3 个参数: 压力  $p$ 、温度  $T$  和质量  $m$ 。

## 3 主要边界条件的确定

### 3.1 气缸瞬时工作容积

如图 3、图 4 所示, 气缸工作容积是按简谐运动规律变化的。叶片活塞的截面是一个直径为  $d_1$  的圆, 该圆截面绕着平均直径为  $d_2$  的圆做差速旋转, 形成的气缸是一个圆环体。由几何关系可以求出气缸的瞬时工作容积  $V(\varphi)$  为:

$$V(\varphi) = \frac{\pi^2 d_2 d_1^2}{1440} \cdot \left( \frac{360}{N} - 2\beta \right) \frac{1}{\varepsilon + 1} \times \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[ 1 - \cos \left( \frac{\pi\varphi}{45} \right) \right] \right\} \quad (10)$$

对式(10)进行微分, 可得气缸容积随主轴转角  $\varphi$  的变化率为:

$$\frac{dV(\varphi)}{d\varphi} = \frac{\pi^2 d_2 d_1^2}{1440} \cdot \left( \frac{360}{N} - 2\beta \right) \frac{1}{\varepsilon + 1} \times \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \frac{\pi}{45} \cdot \sin \left( \frac{\pi\varphi}{45} \right) \quad (11)$$

### 3.2 燃烧放热规律

气缸内燃料燃烧的瞬时燃烧放热率按下式确定:

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = g_f H_u \eta_u \frac{dX}{d\varphi} \quad (12)$$

一般用作燃烧速率  $dX/d\varphi$  的典型函数形式

有余弦函数或者韦伯函数。韦伯函数使用起来比较简便,对于工质均匀的汽油机来说,用于燃烧模拟具有很大的优越性,故本文采用韦伯函数模拟燃烧放热率<sup>[14]</sup>。

$$\frac{dX}{d\varphi} = 6.908 \frac{m_z + 1}{\Delta\varphi} \left( \frac{\varphi - \varphi_{VB}}{\Delta\varphi} \right)^{m_z} \times e^{-6.908 \left( \frac{\varphi - \varphi_{VB}}{\Delta\varphi} \right)^{m_z + 1}} \quad (13)$$

式中  $g_f$  为循环供油量;  $H_u$  为燃料的低热值;  $\eta_u$  为燃烧效率;  $m_z$  为燃烧品质指数;  $\Delta\varphi$  为燃烧持续角;  $\varphi_{VB}$  为燃烧起始角。

### 3.3 气缸周壁的传热

转子周壁传热分为三部分,分别是转子室和两个做差速运动的转子,而且两个转子的传热性质是相同的,应用牛顿放热定律得:

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \frac{1}{6n} \alpha_g [2S_r(T - T_r) + S_h(T - T_h)] \quad (14)$$

式中  $n$  为主轴转速;  $S_r$ 、 $S_h$  分别为燃烧室叶片活塞、转子室的瞬时表面积;  $T_r$ 、 $T_h$  分别为燃烧室叶片活塞、转子室的瞬时壁温;  $\alpha_g$  为瞬时平均换热系数。

转子室和两个叶片活塞的表面积  $S_h$ 、 $S_r$  随主轴转角  $\varphi$  变化,计算公式如下所示:

$$S_h = \frac{\pi^2 d_2 d_1}{360} \cdot \left( \frac{360}{N} - 2\beta \right) \frac{1}{\varepsilon + 1} \times \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[ 1 - \cos \left( \frac{\pi\varphi}{45} \right) \right] \right\} \quad (15)$$

$$S_r = \frac{1}{4} \pi d_1^2 \quad (16)$$

为求  $\alpha_g$ , Woschni 通过实验总结出的受迫流动放热准则函数<sup>[15]</sup>, 得出努谢尔特数  $Nu$  和雷诺数  $Re$  之间的关系表达式:

$$Nu = cRe^\gamma \quad (17)$$

根据努谢尔特准则有  $Nu = \alpha_g B_{bh} / \lambda_g$ ; 根据雷诺准则有  $Re = \frac{v_{gas} B_{bh}}{\mu_g / \rho}$ 。

最终可求得:

$$\alpha_g = 820 p^{0.8} \cdot T^{-0.546} \cdot B_{bh}^{-0.2} \cdot v_{gas}^{0.8} \quad (18)$$

式中  $c$  为常数;  $\gamma$  为常数;  $\rho$  为气缸内工质瞬时密度;  $\lambda_g$  为气缸内工质瞬时导热系数;  $\mu_g$  为气缸内工质瞬时动力粘性系数;  $B_{bh}$  为转子发动机的特征尺寸;  $v_{gas}$  为燃烧室内气体的平均速度。

## 4 模型仿真及结果讨论

### 4.1 计算方法

在已建立的数学模型基础上,可以通过仿真计算获得发动机气缸内气体状态的变化曲线,为

发动机的设计、试验和制造提供帮助,大大降低重复试验的成本。一般在仿真求解气缸工作过程时,为方便起见,选择压缩始点作为计算始点,然后对 DRPE 的一个循环逐步长进行数值计算。

本文的仿真模型采用模块化建模方法,与传统发动机不同,DRPE 没有进排气叠开阶段,相替代的是一个短暂的先膨胀后压缩阶段。将工作腔 I 的一个工作循环分为 6 个阶段:压缩阶段、燃烧阶段、膨胀阶段、排气阶段、膨胀-压缩阶段、进气阶段。在 Matlab/simulink 仿真环境中,利用四阶龙格-库塔法(Runge-Kutta)编制计算程序,根据主轴转角的变化依次调用上述 6 个模块,完成缸内工作过程的仿真。

### 4.2 初始参数

DRPE 的计算用主要参数如表 1 所示。

表 1 DRPE 仿真的初始参数

Tab. 1 Simulation initial parameters about DRPE

变 量	符号	数值
转子数	$N$	4
单个工作腔排量/L	$V_s$	0.1957
压缩比	$\varepsilon$	10
圆环体截面直径/mm	$d_1$	60
圆环体平均直径/mm	$d_2$	240
叶片固定角/(°)	$\beta$	25
进气口总面积/mm <sup>2</sup>	$A_e$	660.5
排气口总面积/mm <sup>2</sup>	$A_s$	660.5

### 4.3 模拟结果

设定主轴转速为 1000r/min 时,经过计算,可以得到如图 6 所示的气缸内工质质量  $m$  随  $\varphi$  的变化曲线,如图 7 所示的气缸内工质  $p$  和  $T$  随  $\varphi$  的变化曲线。

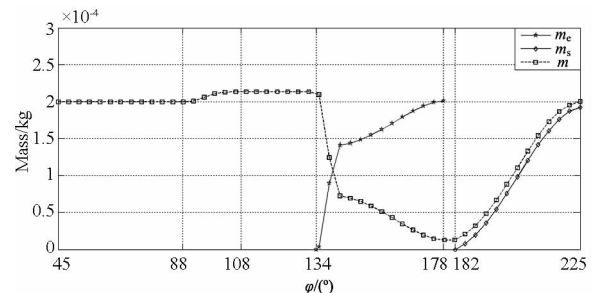


图 6 转速为 1000r/min、空载时,缸内工质质量仿真曲线  
Fig. 6 Chamber mass for DRPE calculation at 1000r/min and idle

气缸中燃气质量  $m$  在燃烧前保持不变,

燃烧过程略有增加;在排气过程初期,由于缸内外气体压差大、流速大而急剧下跌,随后缓慢下降,在压缩-膨胀行程开始时达到最低值。以后,随着进气过程的开始而重新增加。

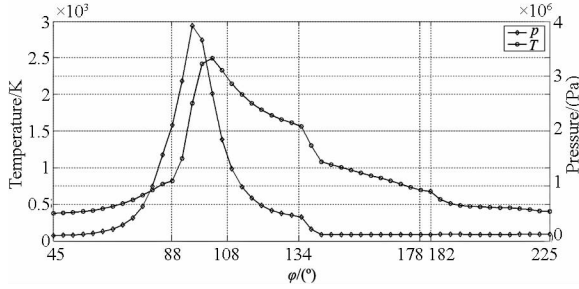


图7 转速为 1000r/min、空载时,缸内压力和温度仿真曲线  
Fig. 7 Pressure and temperature curve at 1000r/min and idle

流出气缸的质量  $m_e$  和流入气缸的质量  $m_s$  随着转子逐步扫过排气口和进气口而增加。流出气缸的质量  $m_e$  在转子外端面刚扫过排气口的初始阶段,由于能量较为集中而增加得更快些。

在压缩过程中,气缸工质温度  $T$  随着压缩程度的增加而增加。在燃烧开始出现了一个拐点,以后燃气温度急剧增加,达到一个最大值。而后随着转子差速运动,气体膨胀做功,温度下降。在排气过程前期的一定范围内,燃气温度基本保持稳定。在进气过程的初始阶段,燃气温度由于低温新鲜空气的进入而骤降到最低值并基本保持不变。

气缸中的气体压力  $p$  变化有与温度  $T$  变化相仿的趋势,不过压力增长速度和下降速度要更大一些。在排气开始后不久,气缸内压力就基本上保持不变了。

#### 4.4 结果讨论

单缸每循环指示功

$$W_i = \int_{\text{cyc}} p \cdot \frac{dV}{d\phi} \cdot d\phi \quad (19)$$

平均指示压力

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_s} \quad (20)$$

计算可得,当  $n = 1000\text{r/min}$  时,DRPE 的平均指示压力为  $1.095\text{MPa}$ 。对比文献[16]可知,MTU331 汽油机的平均指示压力为  $0.58\text{MPa}$ ,BMW2000 汽油机的平均指示压力为  $0.62\text{MPa}$ 。可以看出,与传统的汽油机相比较,在同样大小的气缸容积下,DRPE 具有更大的指示功,气缸工作容积的利用程度更大。

功重比  $W_g$  计算公式为:

$$W_g = \frac{P_e}{G} \quad (21)$$

式中: $G$  是发动机的净质量; $P_e$  是发动机的有效功率。

计算可得,当  $n = 1000\text{r/min}$  时,DRPE 的功重比为  $0.816\text{kW/kg}$ ;修改参数  $n$  为  $2000\text{r/min}$  时,功重比为  $1.633\text{kW/kg}$ 。而现有的汽车发动机的标定转速一般为  $2000 \sim 4000\text{r/min}$ ,功重比一般在  $0.8 \sim 1\text{kW/kg}$ 。可以看出,与现有的汽车发动机相比较,DRPE 的功重比更大,整体结构更加紧凑。

DRPE 的能量转换组件还可以采用模块化设计,这样就可以在发动机上安装两个甚至多个能量转换组件。如此,在不显著增加发动机尺寸和重量的前提下,输出功率可以成倍地增加。

DRPE 的功率密度非常高,但是其尺寸和重量又非常的小,所以限制了其散热的能力。由图 7 可知,气缸内工质的最高压力接近  $4\text{MPa}$ ,最高温度接近  $2500\text{K}$ 。由于 DRPE 所需的关键零部件,在传统的发动机中都可以找到相似的构造,所以现有的发动机构造可以满足其最高温度值的要求。但是与传统的发动机相比,产生相同的压力值,DRPE 对应的温度值还是高了些。所以下一步将进行实验研究,修正模型参数,改进 DRPE 的设计,逐渐实现其工程的实际应用。

## 5 结论

(1) 针对 DRPE 工作过程的特点,建立了其热力过程的微分方程,并针对不同阶段的各自特点将其简化,确定了主要边界条件的求解方式。

(2) 基于 Matlab/Simulink,对单个气缸一个工作循环中工质参数的变化趋势进行了仿真,其结果与 DRPE 实际工作循环的趋势基本吻合,因此本文建立的数学模型可以用作 DRPE 概念设计和改进设计的分析工具。

(3) DRPE 的平均指示压力和功重比等参数优于传统发动机,说明其气缸工作容积的利用程度更大,整体结构更加紧凑。

## 参考文献 (References)

- [1] Ertesvåg I S. Analysis of the vading concept a new rotary-piston compressor, expander and engine principle[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A, 2002, 216: 283 - 290.
- [2] Heywood J B. Internal combustion engine fundamentals[M]. Singapore: McGraw-Hill, 1988.
- [3] Morgado R G. Internal combustion engine and method: US, 20070199537A1[P]. 2007.

- [4] YAROVIT. Yo-Mobile [EB/OL]. [2012-10-12]. www.yo-mobile.biz.
- [5] 潘存云,赵云文,邓豪,等. 一种四转子活塞发动机:中国,201110071263.8[P]. 2011-03-24.  
PAN Cunyun, ZHAO Yunwen, DENG Hao, et al. A four-rotors piston engine: China, 201110071263.8[P]. 2011-03-24. (in Chinese)
- [6] Deng Hao, Pan C Y, et al. Comparison of Two Types of Twin-Rotor Piston Engine Mechanisms[J]. Journal of Central South University of Technology, 2013, 20(2): 363-371.
- [7] Roberts J A, Norman T J. Computer models for evaluating premixed and DISC wankel engine performance[R]. SAE Paper 860613, 1986.
- [8] Bartand T A, Willis E A. Rotary engine performance computer program user's guide[R]. NASA-CR-191192, 1993.
- [9] 李立君,唐狄毅,王静,等. 直接喷射分层燃烧转子发动机工作过程模拟[J]. 航空动力学报,2003, 18(3): 363-366.  
LI Lijun, TANG Diyi, WANG Jing, et al. Simulation of the performance of a direct-injection stratified-charge rotary combustion engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(3): 363-366. (in Chinese)
- [10] 周乃君,裴海灵,张家奇,等. 转子发动机热力过程数学模型[J]. 中南大学学报:自然科学版,2008,39(2): 284-289.  
ZHOU Naijun, PEI Hailing, ZHANG Jiaqi, et al. Mathematic models for thermodynamic process of rotary combustion engine[J]. J. Cent. South Univ., 2008, 39(2): 284-289. (in Chinese)
- [11] Deng H, Pan C Y, et al. A twin-rotor piston engine with annular connecting chambers[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C, 2012, 1-10.
- [12] Mattavi J N, Amann C A. Combustion modeling in reciprocating engines[M]. New York: Plenum Press, 1980.
- [13] Ramos J I. Mathematical model of Spark-ignition engine in computer simulation in reciprocating engines[M]. New York: Hemisphere Pub. Corp., 1989.
- [14] Vibe I. Brennverlauf und kreisprozeß von verbrennungsmotoren[M]. Berlin: VEB-Verlag Technik, 1970.
- [15] Woschni G. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine[R]. Society of Automotive Engineers, SAE paper 670931, 1967.
- [16] 魏春源,张卫正,葛蕴珊. 高等内燃机学[M]. 北京:北京理工大学出版社,2007.  
WEI Chunyuan, ZHANG Weizheng, GE Yunshan. Higher internal combustion engine study[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2007. (in Chinese)

(上接第109页)

- [3] Huang W, Lin J, Bezdecny M, et al. Stream-of-variation modeling I: a generic 3D variation model for rigid body assembly in single station assembly processes[J]. ASME Transaction, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2006, 129(5): 821-831.
- [4] Huang W. Methodologies for modeling and analysis of stream-of-variation SOVA in compliant and rigid assembly[D]. University of Wisconsin-Madison, 2004.
- [5] Huang W, Lin J, Kong Z, et al. Stream-of-variation modeling-part II: A generic 3D variation model for rigid body assembly in multistation assembly processes[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering. 2007, 129(5): 641-652.
- [6] Huang W, Ceglarek D. Model complexity reduction in stream of variation for compliant sheet metal assembly[C]// Proceedings of 9th CIRP Int. Seminar on Computer Aided Tolerancing, Arizona, 2005: 11-12.
- [7] Jin J, Shi J. State space modeling of sheet metal assembly for dimensional control[J]. ASME Transaction, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 1999, 121(3): 756-762.
- [8] Shiu B W, Ceglarek D, Shi J. State space model of multi-stations sheet metal assembly modeling and diagnostics[J]. Trans. NAMRI/SME, 1996, 24(2): 199-204.
- [9] Shi J. Stream of variation modeling and analysis for multistage manufacturing processes[M]. CRC Press, Boca Raton, FL, 2006: 156-157.
- [10] Ding Y, Ceglarek D, Shi J. Design evaluation of multi-station manufacturing processes by using state space approach[J]. ASME Transaction, Journal of Mechanical Design, 2002, 124(4): 416-417.
- [11] Soman S. Functional surface characterization for tolerance analysis of flexible assemblies[D]. Brigham Young University, Provo, UT, 1999.
- [12] Hsieh C C, Oh K P. Simulation and optimization of assembly processes involving flexible parts[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 1996, 118(3): 377-382.