

# 自由活塞斯特林发动机运行频率<sup>\*</sup>

牟健<sup>1</sup>, 林明婧<sup>1,2</sup>, 池春云<sup>1,2</sup>, 洪国同<sup>1,2</sup>, 陈厚磊<sup>1</sup>

(1. 中国科学院空间功热转换技术重点实验室 北京,100190) (2. 中国科学院大学 北京,100049)

**摘要** 自由活塞斯特林发动机运行频率是发动机的关键参数。区别于传统的曲柄连杆斯特林发动机,自由活塞斯特林发动机的运行频率由系统充气压力、动质量、弹簧刚度、阻力系数等热动力学参数耦合确定,因此确定自由活塞斯特林发动机的运行频率较为复杂。为了能够定量计算自由活塞斯特林发动机的运行频率,笔者建立了耦合发动机热动力学参数的数值模型。首先,在模型中对压力波进行线性化处理,得到了自由活塞斯特林发动机运行频率的计算公式;然后,运用模型分析了主要参数对发动机运行频率的影响规律,并与实验结果相对比,发现模型计算结果较为准确;最后,分析了当板弹簧刚度大幅度增加时,发动机的运行频率却变化较小,主要原因在于原有板弹簧的最高自然频率较低。结果表明:优化设计了新的板弹簧,使发动机运行频率大幅度升高,在采用新的板弹簧之后发动机的运行频率从原来的 35 Hz 提高到 60 Hz。

**关键词** 自由活塞斯特林发动机;运行频率;线性化;动力学模型

**中图分类号** TH113.1; TK441+.1

## 引言

目前,空间探测和海洋探索都对能源供应系统提出了更加严格的要求<sup>[1-2]</sup>。由于传统电源某些方面的不足,利用斯特林循环将热能转化为电能的斯特林发动机,因其具有热电转化效率高、寿命长、可实现大功率等优点,逐渐得到国内外的重视<sup>[3-7]</sup>。

斯特林发动机按照活塞的运动形式可以分为曲柄连杆斯特林发动机和自由活塞斯特林发动机<sup>[8]</sup>。自由活塞斯特林发动机包含曲柄连杆斯特林发动机效率高、外燃性等优点的同时,因为取消了曲柄连杆结构,还具有噪声振动小、寿命长、功率密度大等优点。相对于传统的曲柄连杆斯特林发动机,自由活塞斯特林发动机研究起步较晚,发动机内部运行机理的研究不够深入和完善<sup>[9-11]</sup>。

自由活塞斯特林发动机整机的研究和应用主要集中在美国。空间用自由活塞斯特林发动机的研究带动了该领域多项技术创新和关键技术突破。在 NASA,用于深空探测和行星表面探测器的空间同位素斯特林发电系统已经完成了地面的各种测试,单机输出 80 W,效率在 40%左右,即将用于多个探

测任务。大型空间核电站技术也得到了初步验证,12 kW 的自由活塞斯特林发动机也已经研制成功<sup>[12-14]</sup>。在地面上,自由活塞斯特林发动机在太阳能发电和家用热电联产领域都已经得到了工程化应用。同时自由活塞斯特林发动机在国防领域也得到了初步应用。相比之下,我国的自由活塞斯特林发动机的研究还处于起步阶段,没有高效率、高可靠的成熟产品,大部分还处于实验室研究阶段<sup>[15-16]</sup>。中国科学院理化技术研究所目前已经完成了百瓦级和千瓦级自由活塞斯特林发动机的研制。

自由活塞斯特林发动机的运行频率是发动机的关键参数。区别于传统曲柄连杆斯特林发动机,自由活塞斯特林发动机的运行频率和很多参数有关,例如:工质气体压力、动力活塞和配气活塞系统的板弹簧刚度、振动系统动质量、振动阻尼系数及负载电阻等因数。因此该发动机运行频率比较难以确定。

笔者建立了耦合热力学和动力学的振动模型,模型通过对压力波的线性化处理,成功得到了自由活塞斯特林发动机运行频率的计算表达式,搭建了发动机频率测试试验台,对运行频率理论计算结果和实验测试结果进行了对比分析。研究了实验样机运行频率较低的原因主要是振动系统的板弹簧的自

\* 国家自然科学基金青年基金资助项目(51806227)

收稿日期:2018-07-25;修回日期:2019-11-12

然频率较低。对板弹簧进行优化设计后,提高了自由活塞斯特林发动机样机频率。

## 1 物理模型

自由活塞斯特林发动机包括动力活塞振动系统和配气活塞振动系统,其结构示意图如图1所示。根据结构示意图,可以列出配气活塞和动力活塞的振动控制方程分别

$$m_p \ddot{x}_p + C_p \dot{x}_p + k_p x_p = (-P + P_0)(A_p - A_r) \quad (1)$$

$$m_d \ddot{x}_d + C_d \dot{x}_d + k_d x_d = (-P + P_0) A_r \quad (2)$$

其中:  $m_d \ddot{x}_d$  和  $m_p \ddot{x}_p$  分别为配气活塞和动力活塞的惯性力;  $C_d \dot{x}_d$  和  $C_p \dot{x}_p$  为阻尼力;  $k_d x_d$  和  $k_p x_p$  为弹簧力;  $P$  为工作腔的压力;  $P_0$  为背压腔的压力;  $A_p$  为动力活塞的横截面积;  $A_r$  为配气活塞杆的横截面积。

图1中:  $A_d$  为配气活塞的横截面积;  $x_p$  为动力活塞的振动位移;  $x_d$  为配气活塞的振动位移;  $P_e$  为膨胀腔的压力;  $P_c$  为压缩腔的压力;  $L_E$  为配气活塞端部与外壳之间的距离;  $L_c$  为动力活塞端部和配气活塞底端之间的距离;  $K_p$  为动力活塞的弹簧刚度;  $K_d$  为配气活塞的弹簧刚度。

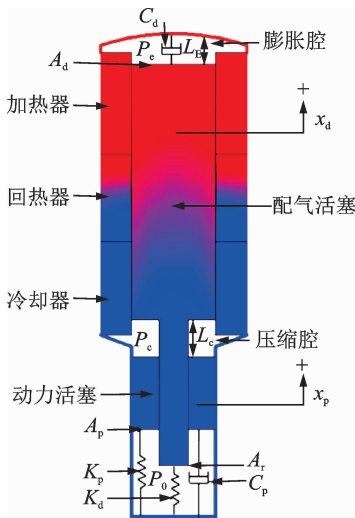


图1 自由活塞斯特林发动机结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of free piston Stirling engine

由于两个控制方程都是关于活塞的非线性方程,直接求解较困难,需对压力波进行线性化处理。

## 2 压力线性化

自由活塞斯特林发动机的压力波是控制方程中的关键参数。根据等温模型可以计算出压力波,整

理后其表达式为

$$P = MR \left( \frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln(T_h/T_k)}{T_h - T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)^{-1} \quad (3)$$

其中:  $V_c, V_e, V_r, V_k, V_h$  分别为压缩腔、膨胀腔、回热器、冷却器以及加热器的容积;  $M$  为上述容积中气体工质的总质量;  $R$  为气体常数;  $T_h, T_k$  分别为热源温度和冷源温度。

根据两个活塞的振动方程和发动机的结构示意图,求得发动机压缩腔和膨胀腔的体积变化方程

$$V_c = V_{c0} - (A_p - A_r) x_p + (A_d - A_r) x_d \quad (4)$$

$$V_e = V_{e0} - A_d x_d \quad (5)$$

其中:  $V_{c0}, V_{e0}$  分别为压缩腔和膨胀腔处于平衡状态下的容积;  $A_p, A_d, A_r$  分别为动力活塞面积、配气活塞面积以及配气活塞杆面积;  $x_d, x_p$  分别为配气活塞位移和动力活塞位移。

把式(4)和(5)代入式(3),经过化简即可得到如式(6)所示的压力表达式

$$P = MR \left[ S - \frac{A_p - A_r}{T_k} x_p + \left( \frac{A_d - A_r}{T_k} - \frac{A_d}{T_h} \right) x_d \right]^{-1} \quad (6)$$

其中:  $S$  为一个和活塞位移不相关的常量,且  $S = \frac{V_{c0}}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln(T_h/T_k)}{T_h - T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_{e0}}{T_h}$ 。

对式(6)的压力表达式进行化简,可以得到

$$P = \frac{MR}{S} \left[ 1 - \frac{A_p - A_r}{ST_k} x_p + \left( \frac{A_d - A_r}{ST_k} - \frac{A_d}{ST_h} \right) x_d \right]^{-1} \quad (7)$$

对于自由活塞斯特林发动机证明如下

$$-\frac{A_p - A_r}{ST_k} x_p + \left( \frac{A_d - A_r}{ST_k} - \frac{A_d}{ST_h} \right) x_d \ll 1 \quad (8)$$

对式(7)进行泰勒展开,由于式(7)小于1,因此可以忽略泰勒展开的二阶以上的项,就可以得到压力关于活塞位移的线性表达式,其中  $P_0 = \frac{MR}{S}$  为发动机的充气压力,最终得到线性化处理的压力表示式为

$$P = P_0 + P_0 \frac{A_p - A_r}{ST_k} x_p - P_0 \left( \frac{A_d - A_r}{ST_k} - \frac{A_d}{ST_h} \right) x_d \quad (9)$$

## 3 控制方程组求解

把经过线性化处理后的压力表达式(9)代入两个活塞的振动控制方程(1)和(2)。为了方便计算,两个活塞的振动控制方程可以化简成如下形式

$$\ddot{x}_p = D_{pp} \dot{x}_p + S_{pp} x_p + D_{pd} \dot{x}_d + S_{pd} x_d \quad (10)$$

$$\ddot{x}_d = D_{dd} \dot{x}_d + S_{dd} x_d + D_{dp} \dot{x}_p + S_{dp} x_p \quad (11)$$

其中:  $D_{pp} = -\frac{C_p}{m_p}$ ;  $S_{pp} = -\frac{k_p}{m_p} - \frac{P_0}{m_p} \frac{(A_p - A_r)^2}{ST_k}$ ;

$$D_{pd} = 0; S_{pd} = \frac{P_0}{m_p} \left( \frac{A_d - A_r}{ST_k} - \frac{A_d}{ST_h} \right) (A_p - A_r); D_{dd} = -\frac{C_d}{m_d}; S_{dd} = -\frac{k_d}{m_d} + \frac{P_0}{m_d} \left( \frac{A_d - A_r}{ST_k} - \frac{A_d}{ST_h} \right) A_r; D_{dp} = 0; S_{dp} = -\frac{P_0}{m_d} \frac{(A_p - A_r) A_r}{ST_k}.$$

由于动力活塞和配气活塞各自的控制方程里面都出现了另外一个活塞的振动方程,直接求解较为困难。为了便于求解,假设两个活塞的振动方程如式(12),(13)所示,其中包含运行频率、相位角和两个活塞的振幅4个未知数。

$$x_p = X_p e^{j\omega t} \quad (12)$$

$$x_d = X_d e^{j(\omega t + \theta)} \quad (13)$$

根据两个活塞的振动方程可以求得其速度表达式,对式(12)和(13)两边同时对时间进行微分,即可得到速度表达式为

$$\dot{x}_p = j\omega X_p e^{j\omega t} \quad (14)$$

$$\dot{x}_d = j\omega X_d e^{j(\omega t + \theta)} \quad (15)$$

式(14)和(15)两边再次对时间进行微分,得到加速度表达式为

$$\ddot{x}_p = -\omega^2 X_p e^{j\omega t} \quad (16)$$

$$\ddot{x}_d = -\omega^2 X_d e^{j(\omega t + \theta)} \quad (17)$$

把式(12~17)代入式(10)和(11),得到自由活塞斯特林发动机运行频率的计算公式为

$$\omega^2 = \frac{S_{pd} D_{dp} + S_{dp} D_{pd} - S_{pp} D_{dd} - S_{dd} D_{pp}}{D_{dd} + D_{pp}} \quad (18)$$

## 4 理论与实验对比

为了验证上述理论模型,对理论模型计算结果和实验测试结果进行了对比分析。图2为自由活塞斯特林发动机的实物图。表1为发动机的主要结构参数和运行参数。把相关热动力学参数代入理论模型,可计算出发动机的运行频率,并且在相同参数条件下运行发动机,利用功率计算出发动机实际运行频率,然后对二者结果进行对比分析。

自由活塞斯特林发动机的实验系统主要包括真空系统、充气系统、温控系统和测试系统。图3为自由活塞斯特林发动机的实验系统图。真空系统主要是在实验前必须对整个发动机进行真空处理,保证后续充入氦气的纯度。充气系统是在发动机进行真空处理后对其充注一定压力的工质气体。温控系统



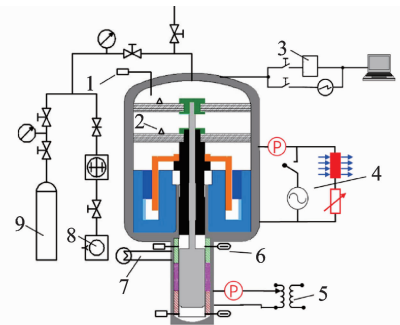
图2 自由活塞斯特林发动机

Fig. 2 The free piston Stirling engine

表1 发动机主要结构参数和运行参数

Tab. 1 Operational parameters of the engine

变量	数值
动力活塞组件质量/g	966
配气活塞组件质量/g	230
配气活塞直径/mm	28
动力活塞直径/mm	29
配气活塞杆直径/mm	8
冷源温度/K	295
热源温度/K	782
回热器容积/mm <sup>3</sup>	17 131
冷却器容积/mm <sup>3</sup>	3 600
加热器容积/mm <sup>3</sup>	2 400



1-压力传感器; 2-加速度传感器; 3-数据采集系统; 4-负载激励系统; 5-加热系统; 6-温度传感器; 7-冷却系统; 8-抽气系统; 9-充气系统

图3 自由活塞斯特林发动机实验系统图

Fig. 3 The experimental system of free piston Stirling engine

是对发动机的热端和冷端进行准确的温度测量与控制。测试系统主要包括温度、压力、加速度等传感器和数据采集设备。对发动机热端进行一定功率加热后即可启动发动机。

图4为发动机运行频率随充气压力的变化规律。从图4看出,随着充气压力的升高,发动机的运行频率缓慢升高,主要原因在于充气压力升高会增大气体

弹簧的刚度,进而增大运行频率。从图4也可以看出理论和实验结果有相同的变化趋势,但是二者在数值上又存在一定的误差。图5对比了不同负载电阻条件下发动机的频率理论值和实验值。在实验中选取了10~16 Ω的负载电阻,主要是为了保证自由活塞斯特林发动机能够成功启动和直线电机有较高的转换效率。从图5看出,频率随着负载电阻的增大变化非常小,并且理论和实验结果有相同的变化规律。由于频率随负载电阻的变化非常小,这也有利于实际发动机防止因负载变化而引起频率变化。

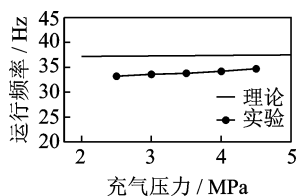


图4 频率随充气压力的变化规律

Fig. 4 Variation of frequency with pressure

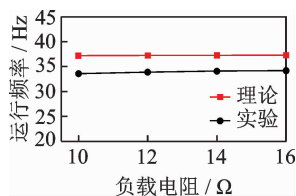


图5 频率随负载电阻的变化规律

Fig. 5 Variation of frequency with load

在实验过程中,配气活塞和动力活塞板簧刚度可以通过改变板弹簧的片数而改变。图6对比了不同动力活塞板簧刚度条件下发动机运行频率的理论值和实验值。当动力活塞板簧刚度从12.89 kN/m增加到25.77 kN/m,实验中测得频率在34 Hz附近微小升高。通过理论模型计算得知,频率在37 Hz附近微小升高。图7对比了不同配气活塞板簧刚度条件下发动机频率的理论值和实验值。当配气活塞板簧刚度从19.33 kN/m增加到38.66 kN/m,实验中测得频率从28.7 Hz增加到35.2 Hz。通过理论模型计算得到频率从32.92 Hz增大到38.67 Hz。由此可以看出,动力活塞的板簧刚度对发动机的运行频率影响较小,配气活塞的板簧刚度对发动机的运行频率影响较大。主要原因在于动力活塞系统动质量较大,而配气活塞系统动质量较小。

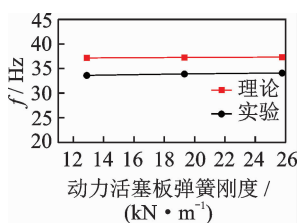


图6 频率随动力活塞板簧刚度的变化规律

Fig. 6 Variation of frequency with stiffness of piston spring

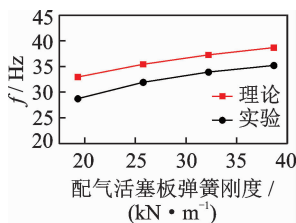


图7 频率随配气活塞板簧刚度的变化规律

Fig. 7 Variation of frequency with stiffness of displacer spring

通过以上对比分析看出,模型计算和实验结果有相同的变化趋势,但是数值上存在10%的误差。主要误差来源于理论模型中为了便于计算对压力波进行了线性化处理,忽略了二阶以上的项,进而使得模型中的压力波和实际压力波存在一定误差。

## 5 发动机高频化分析

提高发动机比功率的最直接手段就是增大发动机的工作频率。从以上分析看出,发动机的工作频率较小,且随充气压力和板弹簧刚度的变化都较小。提高发动机工作频率的方法主要包括两个方案。减小动质量和增大弹簧刚度。改变动质量一般较困难,所以目前常用的方法就是增大弹簧刚度。通过气体作用效应分析可知,弹簧刚度包括气体弹簧刚度和机械弹簧刚度。因为气体弹簧刚度主要由充气压力和活塞运动情况决定,也较难改变,所以改变发动机工作频率主要通过改变机械弹簧的刚度。

为了增大发动机工作频率,实验中对动力活塞和配气活塞的板弹簧刚度都进行了大幅度提高,但是发动机的频率仅有小幅度增大,并且频率都在35 Hz左右。主要原因在于原有板弹簧的自然频率过低,用此种板弹簧叠加不可能得到较高的频率。板弹簧的自然频率计算方法如下

$$f_N = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m_k}} \quad (19)$$

其中: $f_N$ 为板弹簧的自然频率; $k$ 为板弹簧的刚度; $m_k$ 为板弹簧的动质量,通常取板簧的动质量为1/3的板簧质量。

早期设计的板弹簧如图8(a)所示。通过式(9)求得不同板厚的板弹簧的自然频率如表2前4组数据所示。从表2可以发现,4种厚度的板弹簧的最大自然频率为50.1 Hz。如果不改变其他参数,单一通过叠加厚度为1.75 mm的板弹簧片数的办法,能得到的最大工作频率不会超过50 Hz。如果使用其他3种厚度的板弹簧,不仅不会增大发动机工作频率,反而会降低发动机的工作频率。主要原因在于板簧动质量带来的影响大于刚度带来的影响。

根据上面的分析,重新设计了新的板弹簧如图8(b)所示。新设计板弹簧的各项参数如表2第5组数据所示。新板弹簧直径更小,质量更轻,因此其自然频率可以达到88 Hz。运用新的板簧对发动机进行了频率实验。

图9给出了动力活塞板簧刚度与发动机工作频率的关系。板弹簧的叠加单元是以片为单位,从



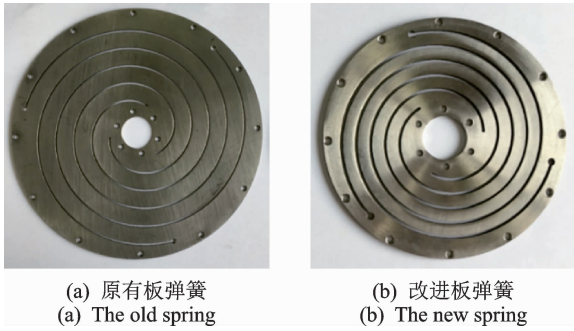


图 8 原有板和改进板弹簧

Fig. 8 The old spring and new spring

表 2 不同厚度板弹簧自然频率

Tab. 2 The natural frequency of springs

板簧厚度/ mm	板簧质量/ g	板簧刚度/ (N · m <sup>-1</sup> )	自然频率/ Hz
0.85	97.3	768	24.5
1.18	131.8	1 874	32.8
1.38	152.8	2 912	38.1
1.75	195.2	6 443	50.1
2.15	106.0	10 800	88.0

图 9 可以看出,动力活塞的板弹簧刚度对发动机运行频率的影响不大。安装 1 片板弹簧和 3 片板弹簧频率几乎没有变化,并且理论和实验结果吻合较好。图 10 给出了配气活塞新板弹簧刚度与发动机工作频率的关系。从图 10 可以看出,与增加动力活塞新板簧不同的是,每增加一片配气活塞板簧,发动机的工作频率有较大幅度的提高,实验中最高达到了 60 Hz,相比原来的频率提高了将近一倍,这也说明前面的理论分析是正确的。

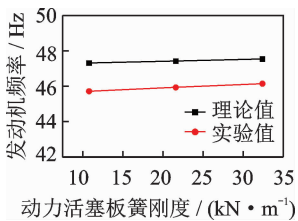


图 9 动力活塞新板弹簧刚度对发动机工作频率的影响

Fig. 9 Variation of frequency with stiffness of new piston spring

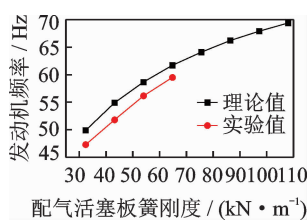


图 10 配气活塞新板弹簧刚度与发动机工作频率的关系

Fig. 10 Variation of frequency with stiffness of new displacer spring

以上研究发现,动力活塞板簧刚度的变化对发动机频率的影响较小,配气活塞板簧刚度的变化对发动机频率的影响较大,并且理论计算和实验测试

具有相同的结论。这表明发动机运行频率的直接影响因素是由动力活塞振动系统的自然频率和配气活塞振动系统的自然频率共同决定的。然而配气活塞振动系统的动质量较小,因此增加板簧刚度其振动系统的自然频率升高较多,而动力活塞振动系统的动质量较大,因此增加板簧刚度其振动系统的自然频率变化较小。由于动质量相差较大,所以增加板簧同样刚度对发动机运行频率具有不同的影响。

由于继续增大发动机配气活塞的板弹簧刚度会导致相位角,行程等发生变化,以至于发动机不能成功启动。所以利用自然频率为 88 Hz 的板弹簧想得到更高的发动机工作频率,必须同时对其他参数做相应的匹配。因此要想使发动机的运行频率更高必须在增大板弹簧自然频率的同时减小振动系统的动质量。

## 6 结束语

笔者建立了自由活塞斯特林发动机运行频率的计算模型。运用理论计算和实验结果对比分析了充气压力、负载电阻、板簧刚度对发动机运行频率的影响规律。结果发现,充气压力和配气活塞板簧刚度对发动机的运行频率较大,负载电阻和动力活塞板簧刚度对发动机运行频率影响较小。虽然模型计算结果和实验结果有相同的变化趋势,但是数值上存在约 10% 的误差。主要原因在于理论模型中为了便于计算,对压力波进行了线性化处理,使得压力波和实际存在偏差。发现当板弹簧刚度大幅度增加时,发动机的运行频率却只有小幅度升高的原因在于原有板弹簧的最高自然频率较低。为了提高发动机运行频率,设计了自然频率为 88 Hz 的板弹簧。在采用新的板弹簧后,运行频率从原来 35 Hz 达到 60 Hz,初步实现了自由活塞斯特林发动机的高频化。

## 参 考 文 献

[1] 牟健,李薇,洪国同. 自由活塞斯特林发动机动力活塞气体作用效应[J]. 振动、测试与诊断, 2017, 37(5): 910-915.  
MOU Jian, LI Wei, HONG Guotong. Investigation on gas effect of piston for free-piston Stirling engine [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(5): 910-915. (in Chinese)

[2] WORMS J C, HAERENDEL G. The european white

- paper on space: enough support for basic science[J]. *Space Policy*, 2004, 20(2): 73-77.
- [3] MOU J, LI W, LI J Z, et al. Gas action effect of free piston Stirling engine [J]. *Energy Conversion and Management*, 2016, 110: 278-286.
- [4] MOU J, HONG G T. Startup mechanism and power distribution of free piston Stirling engine[J]. *Energy*, 2017, 123: 655-663.
- [5] 李明震, 张文强, 牛强, 等. 稻谷烘干中的生物质斯特林热电联产系统性能测试[J]. *工程热物理学报*, 2015, 36(9): 1847-1852.
- LI Mingzhen, ZHANG Wenqiang, NIU Qiang, et al. Performance test of a micro-scale biomass CHP System with a Stirling engine for rice drying [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2015, 36(9): 1847-1852. (in Chinese)
- [6] 杜景龙, 唐大伟, 李志刚. 5 kW 太阳模拟器与斯特林发动机吸热器的辐射换热特性研究[J]. *工程热物理学报*, 2011, 32(6): 985-988.
- DU Jinglong, TANG Dawei, LI Zhigang. Radiative heat transfer characteristics between 5 kW solar simulator and Stirling engine's heat receiver[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2011, 32(6): 985-988. (in Chinese)
- [7] 李铁, 唐大伟, 杜景龙, 等. 斯特林发动机换热器系统内工质的压力传递变化特性研究[J]. *工程热物理学报*, 2012, 33(11): 1920-1923.
- LI Tie, TANG Dawei, DU Jinglong, et al. Study on the pressure changing character in the heat exchanger of a Stirling engine[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2012, 33(11): 1920-1923. (in Chinese)
- [8] 姚睿. 斯特林发动机在空间太阳能发电中的应用[J]. *太阳能学报*, 2001, 22(1): 111-114.
- YAO Rui. Application of free piston Stirling engine in space solar power system[J]. *Acta Energetica Solaris Sinica*, 2001, 22(1): 111-114. (in Chinese)
- [9] ROGDAKIS E D, BORMPILAS N A, KONIAKOS I K. A thermodynamic study for the optimization of stable operation of free piston Stirling engines[J]. *Energy Conversion and Management*, 2004, 45: 575-593.
- [10] 李薇, 牟健, 洪国同. 斯特林发动机配气活塞气体的作用效应[J]. *振动、测试与诊断*, 2017, 37(3): 567-572.
- LI Wei, MOU Jian, HONG Guotong. Investigation on gas effect of displacer for free-piston Stirling engine [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2017, 37(3): 567-572. (in Chinese)
- [11] FABIEN F, FRÉCHETTE L G. Scaling laws for free piston Stirling engine design: benefits and challenges of miniaturization[J]. *Energy*, 2013, 57: 796-808.
- [12] LI R J, LAVINIA G, DIOGO Q C. Losses effect on the performance of a gamma type Stirling engine[J]. *Energy Conversion and Management*, 2016, 114: 28-37.
- [13] ISKANDER T, SA'ED A. Thermodynamic evaluation of a second order simulation for yoke ross Stirling engine[J]. *Energy Conversion and Management*, 2013, 68: 149-160.
- [14] SOLMAZ H, KARABULUT H. Performance comparison of a novel configuration of beta-type Stirling engines with rhombic drive engine[J]. *Energy Conversion and Management*, 2014, 78: 627-633.
- [15] 李薇, 牟健, 洪国同. 应变片用于斯特林发动机活塞位移动态测量[J]. *振动、测试与诊断*, 2017, 37(2): 372-377.
- LI Wei, MOU Jian, HONG Guotong. Displacement measurement of free-piston Stirling engine based on strain gauge[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2017, 37(2): 372-377. (in Chinese)
- [16] CHENG C, YANG H. Optimization of geometrical parameters for Stirling engines based on theoretical analysis[J]. *Applied Energy*, 2012, 92: 395-405.



**第一作者简介:**牟健,男,1988年5月生,博士、助理研究员。主要研究方向为自由活塞斯特林发动机。曾发表《自由活塞斯特林发动机动力活塞气体作用效应》(《振动、测试与诊断》2017年第37卷第5期)等论文。  
E-mail:jmou@mail.ipc.ac.cn