

自由活塞斯特林发动机动力活塞气体作用效应*

牟 健^{1,2}, 李 薇^{1,2}, 洪国同¹

(1. 中国科学院理化技术研究所 北京, 100190) (2. 中国科学院大学 北京, 100049)

摘要 为了能够深入认识自由活塞斯特林发动机动力活塞的运行特性,找到提高自由活塞斯特林发动机效率的方法,对配气活塞固定不动时的动力活塞的气体作用效应进行了理论分析,并设计了动力活塞的单独运动实验,在此基础上提出了动力活塞自然频率的计算公式。研究了压缩腔压力波超前与滞后动力活塞位移两种情况下动力活塞受到的气体力的作用情况,采用旋转矢量法阐述了气体力的作用机理。当压力波超前或滞后活塞位移小于 90° 时,一部分气体力发挥了气体弹簧的作用,使系统自然频率增大;当压力波超前或滞后活塞位移大于 90° 但小于 180° 时,一部分气体力发挥了惯性力的作用,使系统自然频率减小,且热源温度越高,系统的自然频率越大。利用本实验室的一台自由活塞斯特林发动机进行实验,验证了上述气体力作用的效应与规律,利用此理论计算系统自然频率和实验相差不超过 2%,使得斯特林发动机成功启动。

关键词 自由斯特林发动机; 动力活塞; 气体作用效应; 自然频率

中图分类号 TH113.1; TK441+.1

引 言

随着空间技术的发展,全球主要航天大国纷纷提出了一系列深空探测计划,而这些计划的实施也对空间电源提出了新的要求^[1-5]。由于传统电源某些方面的不足,利用斯特林循环将热能(太阳能)转化为电能的斯特林发动机,因其具有热电转化效率高,能利用低品位热能等优点,逐渐得到大家重视^[6-9]。斯特林发动机包括传统的曲柄连杆斯特林发动机和自由活塞斯特林发动机^[10]。自由活塞斯特林发动机不仅具有传统斯特林发动机效率高、外燃性等优点,还因为取消了传统斯特林发动机的曲轴连杆结构,具有噪声和振动小、寿命长、体积小和功率密度大等优点^[11]。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,发动机内部工作机理的了解不够深入和完善。

对于自由活塞斯特林发动机而言,国外研究相对较多,国内还处于起步阶段。目前,国内研究的主要问题集中于发动机的启动方面,即设计制造的发动机能否正常运转。启动问题的关键是运动部件的动力学问题。虽然本实验室已经成功启动自由活塞斯特林发动机,但是发动机的整机系统实验只能测试到整机的系统热力学和动力学参数,而忽略了各

部件的动力学特性及其相互之间的影响规律,很难深入研究发动机的内在动力学特性、耦合过程及其对启动运行的影响规律。为此,本实验室分别对自由活塞斯特林发动机的配气活塞和动力活塞单独运动的动力学特性进行了研究。其中,配气活塞的气体作用效应研究结果已经发表。这里主要介绍自由活塞斯特林发动机在固定配气活塞的条件下,其动力活塞的动力学特性研究结果。主要包括活塞运动过程中的气体作用效应和相关参数对气体弹簧、气体阻尼、气体惯性以及动力活塞自然频率的影响。

1 动力活塞振动系统的动力学模型

一台完整的自由活塞斯特林发动机包括膨胀腔(热腔)、压缩腔(冷腔)、缓冲腔、配气活塞、动力活塞、加热器、回热器、冷却器、输出电能的直线电机或输出动能的机械装置等。图 1 为输出电能的斯特林发动机示意图。发动机成功启动后加热器外部的热能通过活塞带动电机(或动力机械)运动转化为电能(或动能)。

自由活塞斯特林发动机主要是外部热源通过加热器加热膨胀腔气体,气体加热后膨胀推动活塞向外运动,然后腔体体积增大,并且气体流向冷腔被冷却,又使得腔体气体压力减小活塞又向里运动,如此

* 国家重点基础研究发展计划(“九七三”计划)资助项目(613322)

收稿日期:2015-08-10;修回日期:2015-12-30

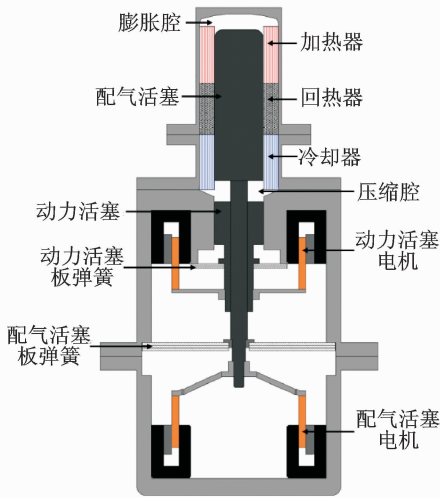


图 1 自由活塞斯特林发动机结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of free-piston Stirling engine

往复运动。

起动问题一直是自由活塞斯特林发动机的关键问题。要解决起动问题必须清楚活塞的受力情况,而气体力是活塞最为关键的一个力。虽然研究的动力活塞单独运动的受力情况,但是此时和整机运动活塞受到的气体力情况类似,对于研究自由活塞斯特林发动机气体作用效应和解决整机起动问题具有重要意义。因此配气活塞的板弹簧替换成刚性部件,使动力活塞在外界电机驱动时配气活塞固定不动。图 2 为动力活塞振动系统的模型图。图中: A_d 为配气活塞面积, m^2 ; A_r 为配气活塞杆面积, m^2 ; P_e 为膨胀腔压力, Pa; P_o 为缓冲腔压力, Pa; L_e 为配气活塞端面至膨胀端面的距离, m。

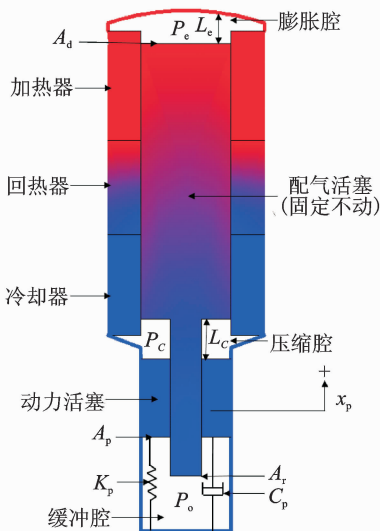


图 2 动力活塞振动系统模型图

Fig. 2 The dynamics system model of piston

从图 2 中看出,动力活塞受到了压缩腔压力 P_c 向下的压力,缓冲腔压力 P_o 向上的压力和活塞运动过程中受到的阻力。同时因活塞与板弹簧和直线电机相连,受到了弹簧力和电机驱动力。其运动方程为

$$m_p \ddot{x}_p + C_p \dot{x}_p + K_p x_p + F_p = F_{EM} \quad (1)$$

其中: m_p 为动力活塞的质量, kg; \ddot{x}_p 为动力活塞运动加速度, m/s^2 ; $m_p \ddot{x}_p$ 为作用在动力活塞的惯性力, N; C_p 为动力活塞的运动阻尼系数, Ns/m ; \dot{x}_p 为动力活塞的运动速度, m/s ; $C_p \dot{x}_p$ 为动力活塞往复运动过程中受到的阻力, N; K_p 为动力活塞的板弹簧刚度, N/m ; x_p 为动力活塞的运动位移, m; $K_p x_p$ 为机械弹簧产生的弹簧力, N; F_p 为气体驱动力, N; F_{EM} 为电机驱动力, N。

作用于动力活塞上的压力

$$F_p = A_p (P_c - P_o) = A_p \Delta P \quad (2)$$

其中: P_c 为压缩腔压力, Pa; P_o 为缓冲腔压力, Pa; A_p 为动力活塞面积, m^2 。

此模型中的压缩腔压力是根据 Schmidt 等温模型^[12]计算得出

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

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^3 ; M 为上述容积中气体工质的总质量, kg; R 为气体常数; T_h, T_k 分别为热源温度和冷源温度, K; 缓冲腔压力 P_o 不变。

从动力活塞气体驱动力的表达式可以看出,气体驱动力与压缩腔和缓冲腔的压力差和动力活塞面积有关。由于斯特林发动机在高低温热源间工作,工作腔内的压力变化不仅仅与工作腔的体积变化有关,同时受到冷热源温度的影响。随着冷热源温度的变换,压力波幅值和相位也会发生改变,气体力对动力活塞的作用效果也不同。下面就压力波超前和滞后活塞位移两种情况下的气体压力对动力活塞的作用效应进行分析。

2 压力波超前位移时的气体作用效应

2.1 超前相位 $\alpha \leq 90^\circ$

根据位移与冷腔压力波的大小和相位关系,可以画出气体力的矢量图,如图 3 所示。规定横坐标为位移,并且横坐标向左的方向为位移正方向,由于

冷腔压力波超前活塞位移,且小于 90° ,所以气体作用力位于矢量图的第三象限中,但由于冷腔的压力 P_c 对活塞的作用力与规定正方向的方向相反,所以转动 180° 后位于矢量图的第一象限中。

图4给出了冷腔压力波超前活塞位移小于 90° 时的动力活塞受力的旋转矢量图。同样规定横坐标为位移,并且横坐标向左的方向为位移正方向。 $C_p \dot{x}_p$ 为动力活塞受到的阻尼力,其方向与位移成 90° ; $m_p \ddot{x}_p$ 为动力活塞的惯性力,其方向与位移方向相同; F_{EM} 为电机驱动力; $K_p x_p$ 为动力活塞受到的板弹簧作用力,其方向与位移方向相反; F_p 为气体驱动力,即图3中动力活塞的气体作用力。

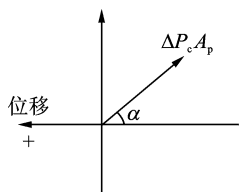


图3 气体力矢量图
(超前 $\alpha \leq 90^\circ$)

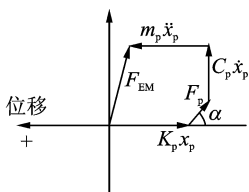


图4 动力活塞受力
旋转矢量图
(超前 $\alpha \leq 90^\circ$)

Fig. 3 Vector diagram
of gas force
(leading $\alpha \leq 90^\circ$)

Fig. 4 Rotation vector
diagram of force on
the piston
(leading $\alpha \leq 90^\circ$)

从图4可知,气体力可以分解为两个力,一个是垂直于位移方向的气体阻尼力,一个是平行于位移方向的气体弹簧力。在特殊情况下,当 α 为 0° 时,两腔体的气体力与横坐标平行,合力全部起到气体弹簧力的作用;当 α 为 90° 时,两腔体的气体力与横坐标垂直,合力全部起到气体阻尼力的作用。在冷腔压力波超前动力活塞位移相位小于 90° 的情况下,气体阻尼的数值可以由下式计算

$$C_g = F_p \sin \alpha / \dot{X}_p \quad (4)$$

其中: α 为压力波超前活塞位移的相位角,rad; \dot{X}_p 为动力活塞运行速度的振幅。

对于弹簧力而言,该情况可以认为机械板弹簧与气体弹簧并联,系统的总弹簧刚度等于板弹簧的弹簧刚度与气体弹簧刚度相加。动力活塞的自然频率由下式计算

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (5)$$

系统的总弹簧刚度为

$$K = (K_p X_p + F_p \cos \alpha) / X_p \quad (6)$$

气体弹簧刚度为

$$K_g = K - K_p = F_p \cos \alpha / X_p \quad (7)$$

其中: X_p 为动力活塞位移的振幅。

式(5)表示的只是在没有阻尼条件下的活塞的自然频率,但是实际中动力活塞不仅受到了机械阻尼还受到了气体阻尼。因此用阻尼自然频率才能更好地描述活塞运动的特征,阻尼自然频率为

$$f_d = \sqrt{1 - \xi^2} f_n \quad (8)$$

其中: f_n 为无阻尼自然频率,Hz。

ξ 为动力活塞阻尼率

$$\xi = \frac{C}{2\sqrt{mK}} \quad (9)$$

其中: C 为系统的总阻尼, $N \cdot s/m$; m 为系统的总动质量,kg; K 为系统的总弹簧刚度, N/m 。

2.2 超前相位 $90^\circ < \alpha \leq 180^\circ$

图5是在此相位关系条件下画出的气体力矢量图,图中依然规定横坐标为位移,并且横坐标向左的方向为位移正方向。由于冷腔压力波超前动力活塞位移,且大于 90° ,所以气体作用力位于矢量图的第四象限中,同样由于冷腔的压力 P_c 对活塞的作用力与规定正方向的方向相反,所以转动 180° 后位于矢量图的第二象限中。

图6给出了冷腔压力波超前动力活塞位移相位大于 90° 但小于 180° 时的旋转矢量图。从图6可知,气体力同样可以分解为两个力:一个是垂直于位移方向的气体阻尼力;另一个是平行于位移方向的气体惯性力。所以,在计算动力活塞的自然频率时,需要将系统的动质量与气体惯性力中的质量相加。特殊情况下,当 α 为 90° 时,两腔体的气体力与横坐标垂直,合力全部起到气体阻尼力的作用;当 α 为 180° 时,两腔体的气体力与横坐标平行,合力全部起到气体惯性力的作用。

此时,动力活塞的气体阻尼和阻尼自然频率仍然分别由式(4)和式(8)计算,系统的弹簧刚度仅为机械弹簧刚度,系统的总质量为

$$m = m_p + \frac{F_p \cos(180^\circ - \alpha)}{\ddot{X}_p} \quad (10)$$

其中: $F_p \cos(180^\circ - \alpha) / \ddot{X}_p$ 为气体等效动质量,相当于一部分气体随着动力活塞一起运动; \ddot{X}_p 为动力活塞加速度的振幅。

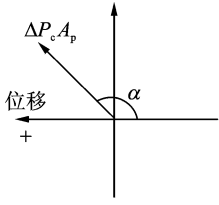


图 5 气体力矢量图
(超前 $90^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$)

Fig. 5 Vector diagram of gas force (leading $90^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$)

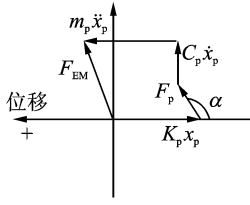


图 6 活塞受力的旋转矢量图
(超前 $90^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$)

Fig. 6 Rotation vector diagram of force on the piston (leading $90^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$)

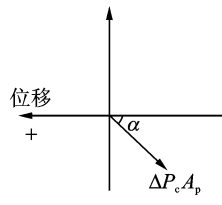


图 7 气体力矢量图
(滞后 $\alpha \leq 90^\circ$)

Fig. 7 Vector diagram of gas force (lagging $\alpha \leq 90^\circ$)

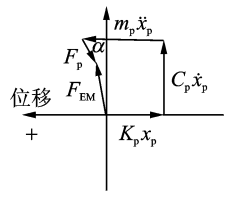


图 8 活塞受力的旋转矢量图
(滞后 $\alpha \leq 90^\circ$)

Fig. 8 Rotation vector diagram of force on the piston (lagging $\alpha \leq 90^\circ$)

3 压力波滞后位移时的气体作用效应

3.1 滞后相位 $\alpha \leq 90^\circ$

冷腔压力波滞后动力活塞位移相位小于 90° , 所以气体作用力位于矢量图的第二象限中, 但同样由于冷腔压力对活塞的作用力与规定正方向的方向相反, 位于矢量图的第四象限中。动力活塞最终受到的气体作用力矢量关系如图 7 所示。

图 8 给出了冷腔压力波滞后动力活塞位移相位小于 90° 时的旋转矢量图。当其他参数不变时, 气体力可以同样分解为两个力: 一个是垂直于位移方向、且与阻尼力方向相反的力; 另一个是平行于位移方向的气体惯性力。此时, 动力活塞的阻尼自然频率仍然由式(8)计算, 系统总的弹簧刚度和气体弹簧刚度的计算仍然分别采用式(6)和式(7), 而气体阻尼为负阻尼特性, 计算式为

$$C_g = -F_p \sin\alpha / \dot{X}_p \quad (11)$$

特殊情况下, 当 α 为 0° 时, 两腔体的气体力与横坐标平行, 合力全部起到气体弹簧力的作用; 当 α 为 90° 时, 两腔体的气体力与横坐标垂直, 合力全部起到抵制气体阻尼力的作用。

3.2 滞后相位 $90^\circ < \alpha \leq 180^\circ$

根据位移与两腔体压力的大小和相位关系, 同样画出了气体力的矢量图如图 9。由于冷腔压力波滞后动力活塞位移, 且大于 90° , 所以气体作用力位于矢量图的第 1 象限中, 但由于冷腔的压力 P_c 对活塞的作用力与规定正方向的方向相反, 所以位于矢量图的第 3 象限中。

图 10 给出了冷腔压力波滞后动力活塞位移相位大于 90° 但小于 180° 时的旋转矢量图。当其他参数不变时, 气体力可以同样分解为两个力: 一个是垂直于位移方向、且与阻尼方向相反的力; 另一个是平行于位移方向的气体惯性力。此时, 动力活塞的阻尼自然频率仍然由式(8)计算, 气体阻尼为负阻尼, 由式(11)计算, 系统的弹簧刚度仅为机械弹簧刚度, 系统总质量包括气体等效动质量, 计算式为(10)。

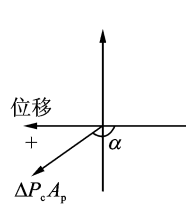


图 9 气体力矢量图
(滞后 $90^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$)

Fig. 9 Vector diagram of gas force (lagging $90^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$)

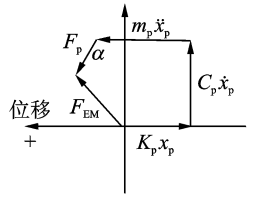


图 10 活塞受力的旋转矢量图(滞后 $90^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$)

Fig. 10 Rotation vector diagram of force on the piston (lagging $90^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$)

特殊情况下, 当 α 为 180° 时, 两腔体的气体力与横坐标平行, 合力全部起到气体惯性力的作用; 当 α 为 90° 时, 两腔体的气体力与横坐标垂直, 合力全部起到抵制气体阻尼力的作用。

4 实验结果及分析

该实验是在本实验室的自由活塞斯特林发动机上进行, 通过加速度传感器和压力传感器获得动力

活塞的加速度和压缩腔压力。然后,将这些实验数据代入上述相应公式得到气体力、气体阻尼系数、系统总弹簧刚度、气体弹簧刚度、系统总质量和系统自然频率。同时采用共振法测得动力活塞的实际自然频率,比较两种自然频率的大小以验证上述气体力作用效应理论的正确性。

板弹簧刚度为 3 200 N/m,充气压力为 1 MPa 时,动力活塞位移和压缩腔压力在不加热与加热两种情况下的变化,如表 1 所示。从表 1 可以看出,系统无论是否加热,压缩腔压力波均超前活塞位移约 14.4°;随着热源温度的升高,相同活塞位移下,压缩腔压力波的幅值逐渐增大。图 11 给出了动力活塞位移和压缩腔压力在不加热与热源温度为 500 °C 时的实验曲线图。

表 1 不同热源温度下的实际运行参数

Tab. 1 Operational parameters in different temperatures

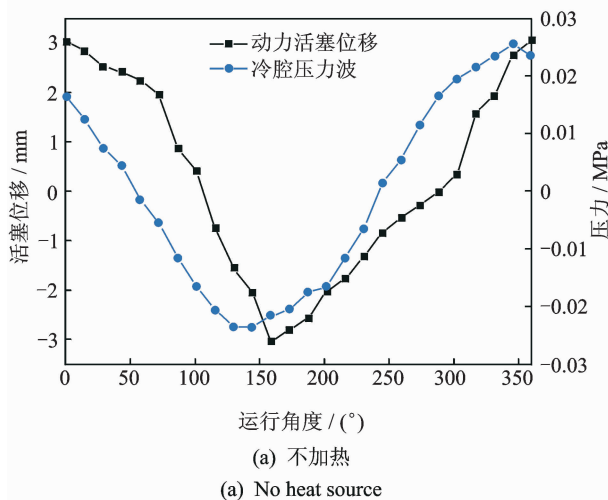
热源温度/ °C	压缩腔压力 幅值/MPa	超前相位 角 α /(°)	位移幅 值/mm
27	0.030	14.4	3.0
300	0.035	14.4	3.0
400	0.045	14.4	3.0
500	0.060	14.4	3.0

表 2 给出了在充气压力 1 MPa 时不同热源温度系统的机械阻尼、气体阻尼和总阻尼数据。系统的机械阻尼是在真空条件下,采用激振的方法得到活塞自由振动的衰减曲线,通过计算阻尼率,再由式(9)得到。总阻尼则是实验装置在充气压力 1 MPa 不同热源温度下,同样利用上述激振法测量得到阻尼率,再由式(9)计算得到。总阻尼减去机械阻尼就得到气体阻尼实验值。气体阻尼的计算值则是由式(4)计算得到,其实验值与计算值的最大相对误差约为 10%。由表 2 可知,气体阻尼是动力活塞的主要阻尼,并且随着热源温度升高,气体阻尼占的比例更大。

表 2 不同热源温度下系统的阻尼值

Tab. 2 Damping value under different heat source temperatures

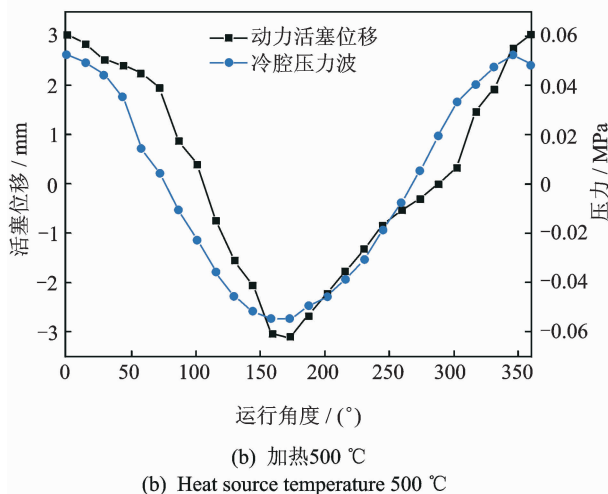
热源温度/ °C	(N · s/m ¹)			
	机械阻尼 实验	总阻尼 实验	气体阻尼 实验	气体阻尼 计算
27	2.63	9.65	7.02	6.45
300	2.63	11.23	8.60	7.50
400	2.63	13.06	10.43	9.68
500	2.63	16.58	13.95	12.90



运行角度 / (°)

(a) 不加热

(a) No heat source



运行角度 / (°)

(b) 加热 500 °C

(b) Heat source temperature 500 °C

图 11 压缩腔压力与活塞位移实验曲线图

Fig. 11 Experimental data of displacement and pressure with and without heat sources

表 3 给出了动力活塞自然频率的理论值,从理论值可以看出,无论室温下还是加热条件下,气体力均表现出气体弹簧力和气体阻尼的特性,不存在气体惯性力作用,系统总的弹簧刚度增大,动力活塞自然频率比无气体时的明显增大;随着热源温度的升高,冷腔压力波幅值增大,但压缩腔压力波超前动力活塞位移的相位不变,气体弹簧力增大(气体阻尼也增大,如表 2),整个系统的弹簧刚度和自然频率逐渐增大。

为了验证上述理论计算结果的正确性,采用共振法对动力活塞的阻尼自然频率进行了实际测量。测量时,保持电机驱动功率不变,只改变频率,测量不同频率下活塞的位移,位移最大时对应的频率即为自然频率。实验测得不同加热温度下系统的阻尼自然频率如表 3 所示。从表 3 看出,系统阻尼自然频率随热源温度的变化规律与理论分析结果一致。

将表 3 中阻尼自然频率的计算值与实验值进行

表 3 不同热源温度下系统刚度和共振频率的计算值及实验值

Tab.3 Calculated and experimental value of the system stiffness and resonance frequency under different temperatures heat source

热源温度/℃	气体弹簧刚度/(N·m ⁻¹)	机械弹簧刚度/(N·m ⁻¹)	气体等效动质量/g	振动系统总刚度/(N·m ⁻¹)	无阻尼自然频率/Hz	阻尼自然频率/Hz	
						计算值	实验值
27(真空)	0	3 200	0	3 200	15.7	15.6	15.3
27(1 MPa)	4 733	3 200	0	7 933	24.6	24.4	24.1
300	5 500	3 200	0	8 700	25.8	25.6	25.3
400	7 100	3 200	0	10 300	28.1	27.8	27.6
500	9 467	3 200	0	12 667	31.1	30.7	30.1

对比,可以发现计算值与实验值一致性很好,最大误差不超过 0.6 Hz,从而间接验证了笔者提出的自由活塞斯特林发动机动力活塞的气体作用效应理论的正确性。

5 结 论

1) 当系统压缩腔压力波超前或滞后配气活塞位移相位 $\alpha \leq 90^\circ$ 时,一部分气体力起到了弹簧力的作用,此时认为气体弹簧与机械弹簧并联,系统总的弹簧力增大。

2) 当系统压缩腔压力波超前或滞后活塞位移相位 $90^\circ < \alpha \leq 180^\circ$ 时,一部分气体力起到了惯性力的作用,系统总的质量等于机械动质量与气体等效动质量之和,系统总的惯性力增大。

3) 当系统压缩腔压力波超前配气活塞位移时,一部分气体力表现为气体阻尼作用,使得系统总的阻尼增大;当系统热腔与压缩腔压力波滞后配气活塞位移时,一部分气体力则表现为气体负阻尼作用,使得系统总的阻尼减小。

4) 对于自由活塞斯特林发动机而言,随着热源温度的升高,压力波超前动力活塞位移相位基本不变,实际测量为 $\alpha \leq 90^\circ$;动力活塞存在明显的气体弹簧和气体阻尼作用效应,这种效应随热腔工作温度的升高而增大,系统阻尼自然频率也随之增大;动力活塞不存在气体惯性作用效应。

参 考 文 献

[1] 李薇,牟健,洪国同.应变片用于斯特林发动机活塞位移的动态测量[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)

[2] Mou Jian, Li Wei, Li Jinze, et al. Gas action effect of

free piston Stirling engine[J]. Energy Conversion and Management,2016,110:278-286.

[3] Worms J C, Haerendel G. The european white paper on space: enough support for basic science[J]. Space Policy, 2004, 20(2): 73-77.

[4] Zhou Yi. Perspectives on Sino-US cooperation in civil space programs[J]. Space Policy, 2008, 24(3): 132-139.

[5] Bignami G F. European vision for space science[J]. Space Research Today, 2005(164): 8-15.

[6] Mou Jian, Hong Guotong. Startup mechanism and power distribution of free piston Stirling engine[J]. Energy, 2017, 123:655-663.

[7] Li Yaqi, He Yaling, Wang Weiwei. Optimization of solar-powered Stirling heat engine with finite-time thermodynamics [J]. Renewable Energy, 2011, 36(1): 421-427.

[8] Karabulut H. Dynamic analysis of a free piston stirling engine working with closed and open thermodynamic cycles[J]. Renewable Energy, 2011, 36(6): 1704-1709.

[9] Formosa F. Nonlinear dynamics analysis of a membrane Stirling engine: Starting and stable operation [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009,326(3-5): 794-808.

[10] 沃克 G. 斯特林发动机[M]. 朱炜青,钱国柱,韩如,等,译.北京:机械工业出版社,1987:12-15.

[11] 贾红书.100 W 自由活塞斯特林发电机整机研制及性能分析[D].北京:中国科学院,2011.

[12] Thombarea D G, Verma S K. Technological development in the Stirling cycle engines[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2008,12(1):1-38.



第一作者简介:牟健,男,1988年5月生,博士生。主要研究方向为自由活塞斯特林发动机。曾经发表《Startup mechanism and power distribution of free piston Stirling engine》(《Energy》2017, Vol. 123)等论文。
E-mail:jimou@mail.ipc.ac.cn

