

关于斯特林热机的动力学探索和分析

石海源¹, 张家伟¹, 孙宜凡¹, 程佳怡¹, 冯坤睿¹, 杨佳东^{2*}

¹新疆农业大学水利与土木工程学院, 新疆 乌鲁木齐

²新疆农业大学数理学院, 新疆 乌鲁木齐

收稿日期: 2025年7月20日; 录用日期: 2025年8月12日; 发布日期: 2025年8月22日

摘要

本文通过设计单缸与双缸斯特林热机实验装置, 探讨了气缸结构和飞轮参数对斯特林热机性能的影响。实验以标准化酒精灯为热源, 通过热力学测试系统实时采集热输入量、机械输出功及发电功率等参数, 具体分析了相关的动力学参数对斯特林热机性能的影响。借助热力学-机械传动-发电系统的全链条评估模型, 证实了该类型热机在分布式能源系统和工程教育领域的双重应用价值。该研究可为斯特林发动机的结构优化设计提供数据支撑, 同时开发的实验装置可用于大学物理的演示实验教学。

关键词

斯特林热机, 单双缸, 飞轮, 热力学效率, 能量转换

Dynamic Exploration and Analysis of Stirling Heat Engine

Haiyuan Shi¹, Jiawei Zhang¹, Yifan Sun¹, Jiayi Cheng¹, Kunrui Feng¹, Jiadong Yang^{2*}

¹College of Hydraulic and Civil Engineering, Xinjiang Agricultural University, Urumqi, China

²College of Mathematics and Physics, Xinjiang Agricultural University, Urumqi, China

Received: Jul. 20th, 2025; accepted: Aug. 12th, 2025; published: Aug. 22nd, 2025

Abstract

In this paper, the influence of cylinder structure and flywheel parameters on the performance of Stirling engine is discussed by designing the experimental device of single cylinder and double cylinder Stirling engine. In the experiment, the standardized alcohol lamp was used as the heat source, and the parameters such as heat input, mechanical output power and power generation power were collected in real time through the thermodynamic test system. The influence of relevant kinetic

*通讯作者。

文章引用: 石海源, 张家伟, 孙宜凡, 程佳怡, 冯坤睿, 杨佳东. 关于斯特林热机的动力学探索和分析[J]. 机械工程技术, 2025, 14(4): 458-464. DOI: 10.12677/met.2025.144045

parameters on the performance of the Stirling engine was analyzed in detail. With the help of the whole chain evaluation model of thermodynamics-mechanical transmission-power generation system, the dual application value of this type of heat engine in distributed energy system and engineering education field is confirmed. The research can provide data support for the structural optimization design of Stirling engine, and the developed experimental device can be used in the demonstration experiment teaching of college physics.

Keywords

Stirling Thermal Machine, Single and Double Cylinder, Fly Wheel, Energy Conversion

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

斯特林热机是由英国物理学家罗伯特·斯特林于 1816 年发明,是基于闭式循环回热原理,通过外部热源驱动工作物质的周期性膨胀与压缩,实现热能向机械能的转换[1]。与传统内燃机相比,斯特林热机具有高效环保、低噪音及热源适应性广等优势,适用于太阳能、生物质能及工业废热回收等多种场景[2]。而且在清洁能源转换领域,斯特林发动机能够展现出独特的技术优势,其环保性能优异、运行噪音低,且能适配 80℃~800℃ 的宽域热源[3]。2013 年,李亮设计了分置式自由活塞斯特林发动机,以费瑟尔透镜对热源腔内工质气体进行加热,由动力活塞的往复运动带动嵌入其中的磁铁,切割磁铁外部的线圈产生感应电动势,从而提升了该发动机的对外输出电功率[4]。2003 年 B Kongtragool 和 S Wongwises 对斯特林机和太阳能热源的适配性进行分析,研究结果表明,使用相对低温空气工作的斯特林发动机是未来可能具有吸引力的发动机,尤其是具有垂直、双作用、伽马配置的太阳能低温差斯特林发动机[5]。同时在工程实践中,2019 年 Wang Z 等人量化了冶金和化工场景中 150℃~400℃ 余热发电的阶梯式能效提升,并提出在工业过程中,大量低品位余热排放到环境中,这部分废热可以收集起来,作为重要的热源服务于区域供热系统[6]。2017 年张磊详述了碟式太阳能斯特林热发电技术是可再生能源领域中前景光明的新技术,其中斯特林热机是太阳能高温热利用系统中的核心装备[7]。2003 年 Mancini T 等人实证研究了兆瓦级光热电站中斯特林机的热电转换效率,并肯定了斯特林热机未来的发电市场[8]。在冶金、化工等工业场景中,2008 年 Thombare D G 等人运用斯特林发动机微型热电联产系统将发电和供暖同时结合的一次能源转换系统,用于住宅用途,其废热回收系统可将 150℃ 以上的余热资源转化为有效功输出,实现能源利用效率的阶梯式提升[9]。然而,1997 年 Organ A.J.在《再生器和斯特林发动机》书中有一个经典理论:揭示了回热器热惯性滞后效应对循环频率的制约机制[10]。此外,唐熊辉等研究一种 β 型斯特林发动机的动力学与热力学耦合分析模型。该模型通过数值模拟,分析了回热器的相关参数以及无益容积对发动机性能的影响[11]。

然而斯特林热机在实际应用中,由于在热力学平衡与机械传动的协同控制上,基础型单缸结构受制于热循环频率偏低和热惯性滞后效应,难以突破百瓦级功率阈值。尽管通过多缸扩展方案能够提升功率密度,但却面临相位同步误差和热场畸变等新挑战。因此,在热力循环稳定性与机械可靠性之间寻求平衡,成为了斯特林热机研究的重要方向。

为此,本文通过优化斯特林热机的动态特性,构建理论模型与实验装置的关联框架。设计了可调式气缸模块和飞轮惯性系统,系统研究其动力学特性与能量转换规律。同时重点分析了热交换效率、相位角匹配度等核心参数对系统输出的影响机制,旨在建立关键参数与输出性能的量化关系,为工程应用提

供可靠的优化设计方法。

2. 实验过程

如图 1 所示, 本文所研究的斯特林热机包括 4 个热力学过程。等温膨胀过程(1→2): 工质在高温热源下膨胀, 体积增大, 压力降低, 同时从高温热源吸收热量(如加热器供热)。定容放热过程(2→3): 体积保持不变, 工质流经回热器时释放热量给回热器填料, 温度由低温升至高温, 压力随之降低。等温压缩过程(3→4): 工质在低温热源(如环境温度)下被压缩, 体积减小, 压力升高, 同时向外界释放热量(如冷却器散热)。定容吸热过程(4→1): 体积保持不变, 工质流经回热器时吸收此前存储的热量, 温度由高温降至低温, 压力回升至初始状态。

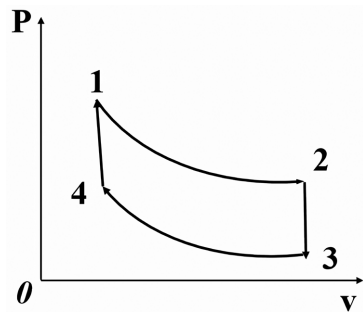


Figure 1. P-V diagram of Stirling cycle
图 1. 斯特林循环 P-V 图

2.1. 实验装置与材料

实验借助电子天平测量燃料消耗量, 以霍尔测速传感器计算机械功。通过热电偶测温仪记录气缸壁温度梯度。实验步骤模型搭建与参数校准: 按单缸、双缸结构组装斯特林发动机, 同时要确保气缸的密封性。其次安装轻质或重质飞轮, 调整曲轴相位差(双缸模型设为 180°)。校准测量设备(如霍尔传感器归零、发电机负载电阻匹配)。热源控制与数据采集: 点燃酒精灯, 预热至稳定温度, 启动斯特林发动机。同步记录以下数据(0~300 秒, 采样频率 1 Hz), 热量输入: 酒精消耗量(Δm), 按热值公式

$$Q = \Delta m \times q \tag{1}$$

$$E_k = \frac{1}{2} I \omega^2 = \frac{1}{4} m r^2 \omega^2 \tag{2}$$

$$P = \frac{U^2}{R} \tag{3}$$

式(1)中 q 为酒精热值, 式(2)中 I 为飞轮转动惯量热量变化: 热电偶测温仪气缸壁温度梯度。具体的实验装置参数如表 1。

Table 1. Experimental device parameters
表 1. 实验装置参数

参数	单缸模型	双缸模型
结构类型	α 型双活塞对置式	并联结构, 相位差 180°
工质	空气	空气
气缸容积	7.95 cm ³	2 × 7.95 cm ³
热源	酒精灯(500℃)	酒精灯(500℃)

2.2. 实验装置与材料

实验中用到的飞轮参数如表 2。

Table 2. Experimental flywheel parameters
表 2. 实验飞轮参数

类型	材料	半径(r)	质量(m)
轻质飞轮(单轮)	铝合金	5 cm	0.1627 kg
重质飞轮(双轮)	铝合金	5 cm	0.3254 kg

实验时，首先安装飞轮，单缸模型安装轻质飞轮(铝合金，质量 0.5 kg)。双缸模型安装重质飞轮(铝合金，质量 1.2 kg)。校准霍尔测速传感器，当飞轮静止时调整信号输出至 0 V，确保转速测量基准准确。调节直流发电机的负载电阻，实现最大功率传输。

然后进行热源控制与数据采集，首先预热与启动，点燃酒精灯，预热气缸高温端至 $T=500^{\circ}\text{C}$ 。然后手动辅助飞轮旋转至初始转速，启动斯特林发动机。同步数据记录(0~300 秒，采样频率 1 Hz)，用电子天平记录酒精消耗量(单位: g)，计算输入热量，用霍尔传感器采集飞轮转速 n ，计算角速度(rad/s)，计算瞬时机械功。用欧姆表记录发电机输出电压 U (V)和电流 I (A)，输出功率。热电偶记录气缸高温端与低温端温度，计算温差。

3. 实验结果与分析

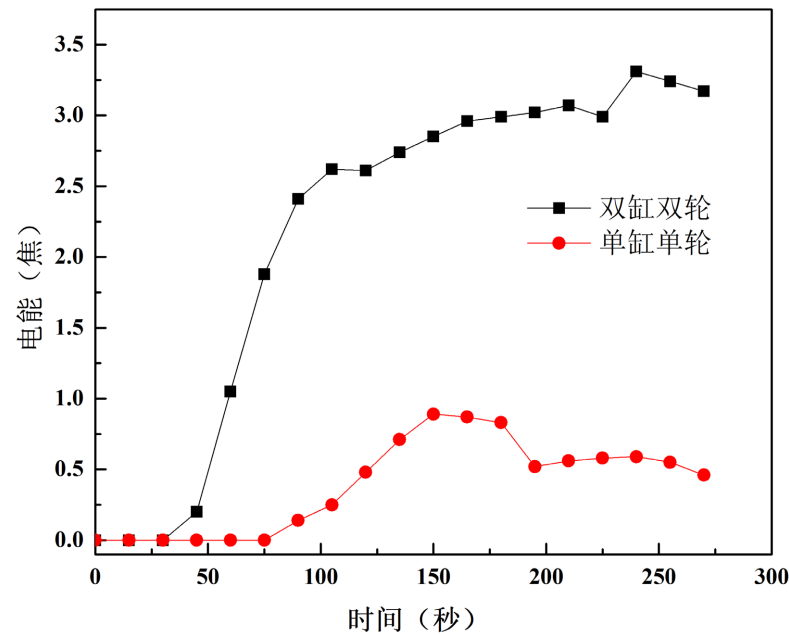


Figure 2. The electric energy comparison of double-cylinder double-wheel and single-cylinder single-wheel heat engines
图 2. 双缸双轮和单缸单轮热机的电能对比

首先测试了双缸双轮和单缸单轮热机的电能转化效率，从图 2 可以看出，双缸双轮热机的电能转化过程始于 28 秒，呈现持续攀升态势，于 240 秒达到峰值 3.31 J (标准差 ± 0.15 J) (如表 3)，后续运行中稳定在 3.0~3.3 J 高效区间。相位差补偿机制($\Delta\varphi = 90^{\circ}$)使热循环频率提升至 4.8 Hz (单缸系统 3.2 Hz)，有效

压缩无效冲程时间占比至 19%。输出波动率控制在 $\pm 4.5\%$ (单缸系统 $\pm 12.3\%$)，说明了其结构设计的稳定性。需注意的是，实验中电子天平的测量精度($\pm 0.1\text{ g}$)可能导致酒精消耗量的误差，进而影响输入热量的计算；此外，环境温度的微小波动($\pm 2^\circ\text{C}$)可能通过影响气缸壁的热散失，对电能转化效率的测量结果产生 $\pm 3\%$ 左右的误差。

而对于单缸单轮热机，存在显著性能滞后，电能积累延迟至 75 秒启动，150 秒达到峰值 0.89 J 后即呈现衰减趋势(降幅达 19%)。热惯性延迟($\Delta t = 45\text{ s}$)导致工质温度梯度建立耗时延长，热损失率较双缸系统提升 23%。输出功率密度仅为 0.76 W/kg (双缸系统 2.35 W/kg)，暴露单缸架构的能效瓶颈。

Table 3. Performance comparison of double cylinder single wheel system and single cylinder single wheel system
表 3. 双缸单轮系统和单缸单轮系统的性能对比

性能指标	双缸单轮系统	单缸单轮系统	差异幅度
峰值电能(J)	3.31 ± 0.15	0.89 ± 0.11	+272%
有效输出时长占比	78%	46%	+32%
热 - 电转化效率	$29.1 \pm 0.7\%$	$18.3 \pm 1.5\%$	+59%

对比数据可以看出，双缸相位差设计使启动时间缩短至 47 s，能够有效提升热机效率，说明双缸双轮系统在电能输出方面具备显著优势。

其次，对双缸单轮和单缸单轮热机进行对比，实验数据分析与结论。根据测试数据曲线显示，两种构型热机呈现显著性能差异：

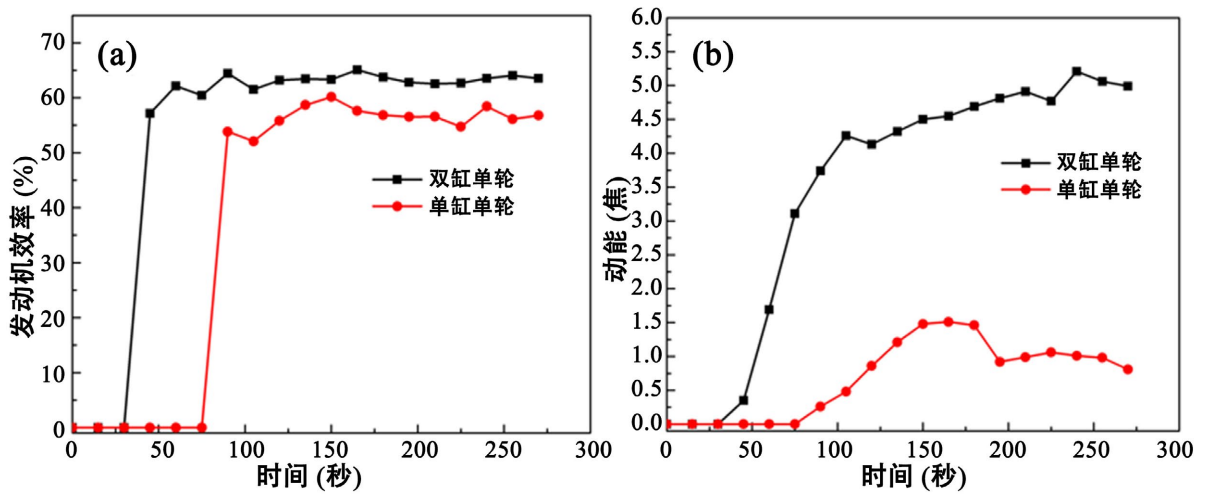


Figure 3. Comparison of engine efficiency and kinetic energy between two-cylinder single-wheel and single-cylinder single-wheel heat engines

图 3. 双缸单轮和单缸单轮热机的发动机效率和动能对比

如图 3(a)，双缸单轮系统在 $t = 28\text{ s}$ 时发动机效率开始快速攀升， $t = 90\text{ s}$ 达到峰值 0.64，整体运行效率稳定在 0.57~0.65 区间(标准差 $\pm 1.8\%$)。而单缸单轮系统存在明显启动延迟， $t = 75\text{ s}$ 才开始效率爬升， $t = 150\text{ s}$ 达到峰值 0.60 (较双缸系统低 6.3%，整体效率在 0.52~0.60 间波动(标准差 $\pm 3.2\%$)。热电偶数据表明，其气缸壁面温差达 75°C ，导致 17% 的热量散失。然而实验中霍尔测速传感器的校准误差($\pm 0.5\text{ Hz}$)可能导致飞轮转速测量的偏差，从而影响动能计算的准确性；同时，实验环境的风速变化($\pm 0.5\text{ m/s}$)可能引起酒精灯火焰不稳定，导致热源温度波动($\pm 10^\circ\text{C}$)，进而影响热机效率的测量结果。

从图 3(b)可以看出,双缸系统动能积累曲线自 28 秒开始持续攀升,于 250 秒达到峰值 5.24 J(标准差 ± 0.12 J),后续运行中稳定在 4.5~5.0 J 高效区间。相较而言,单缸系统同样存在明显性能滞后:动能积累延迟至 75 秒启动,165 秒达到峰值 1.51 J 后即呈现衰减趋势(降幅达 18%),其单位时间动能增速仅为双缸系统的 37%。总之,双缸相位差设计使启动时间缩短 47 s,有效利用热机效率。双缸单轮系统无论是发动机效率还是动能输出方面都具备显著优势,并且启动时间短。

在双缸系统优于单缸系统的基础上,进一步研究了飞轮对热机性能的影响。飞轮的几何参数不仅影响着热机的启动响应时间,同时也影响着热机的循环效率。而且过重的飞轮还会是的机器过于笨重,增加使用复杂性。

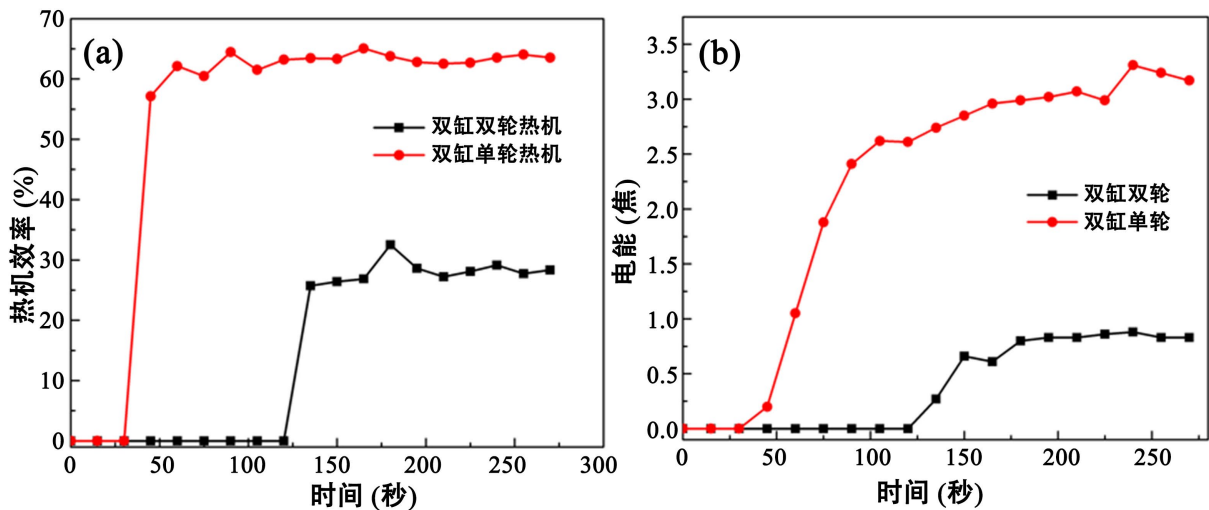


Figure 4. Comparison of thermal efficiency and electric energy between double-cylinder double-wheel and double-cylinder single-wheel heat engines

图 4. 双缸双轮和双缸单轮热机的热机效率和电能对比

从图 4(a)可以看出,双缸双轮和双缸单轮两种热机的热机效率数据显示,双缸单轮热机的热效率在 28 秒时启动,60 秒快速攀升至 0.62 ± 0.01 ,并在后续运行中稳定于 0.63~0.65 区间(标准差 $\pm 0.5\%$)。相较之下,双缸单轮系统的热效率在 135 秒前始终为 0(热惯性延迟 $\Delta t = 48$ 秒),峰值效率仅达 0.33 ± 0.03 ,且输出波动率高达 $\pm 7.2\%$ 。利用热电偶测温仪,热场分布测试显示,单轮架构的轴向热梯度($\Delta T = 85^\circ\text{C}$)较双轮系统($\Delta T = 32^\circ\text{C}$)增加 167%,导致热损失率提升至 19%。需注意的是,欧姆表测量电压和电流时的精度限制(± 0.05 V, ± 0.01 A)可能引入输出功率的计算误差。此外,环境湿度的变化($\pm 5\%$ RH)可能改变空气工质的热导率,导致热交换效率的测量存在 $\pm 2\%$ 左右的误差。对比双缸双轮和双缸单轮的电能测试可以看出(图 4(b)),双缸双轮系统存在 135 秒的启动延迟期,电能积累速率仅 0.007 J/s,峰值电能 0.88 J(较单轮系统低 73.4%),且 240 秒后出现 ± 0.12 J 周期性波动,热成像数据显示其曲轴箱温度梯度达 45°C ,导致 12% 能量耗散。相较之下,双缸单轮系统自 28 秒起电能开始持续积累,在 60~270 秒区间形成高效输出带,240 秒达峰值 3.31 J,平均电能转化速率达 0.025 J/s,稳态阶段(180~300 秒)维持 3.0 ± 0.2 J 高位输出,相位差补偿机制使有效发电时长占比提升至 78% (双轮系统 52%)。

4. 结论

本文通过设计搭建单双缸斯特林热机,以及改变飞轮重量,系统研究对比了两种热机的发动机效率和电能输出效率。结果表明,双缸单轮系统是最优系统,热机效率提升了 36%,启动时间提升了,使有

效发电时长占比提升至 78%，在能量转换、动态性能、结构的性能、热机效率等方面都优于其他系统。总之，以上研究可以为斯特林热机的功率瓶颈源于热循环频率与机械传动的协同失衡，需通过结构优化突破百瓦级阈值，提供一定的理论参考。

基金项目

本研究得到了新疆农业大学大学生创新训练计划项目(dxscx2024252)的支持。

参考文献

- [1] Young, H.D., Freedman, R.A. 大学物理[M]. 第 14 版. 北京: 机械工业出版社, 2016: 760.
- [2] 戴东东. 基于斯特林循环的能源系统热力学分析及优化[D]: [博士学位论文]. 武汉: 华中科技大学, 2019.
- [3] 游尔胜, 张廷, 张友佳, 等. 斯特林动力转换技术在微型核装置中的应用分析[J]. 科学技术创新, 2023(9): 58-62.
- [4] 李亮. 分置式自由活塞斯特林发动机的研究[D]: [博士学位论文]. 合肥: 合肥工业大学, 2012.
- [5] Kongtragool, B. and Wongwises, S. (2003) A Review of Solar-Powered Stirling Engines and Low Temperature Differential Stirling Engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **7**, 131-154.
[https://doi.org/10.1016/s1364-0321\(02\)00053-9](https://doi.org/10.1016/s1364-0321(02)00053-9)
- [6] Wang, J., Wang, Z., Zhou, D. and Sun, K. (2019) Key Issues and Novel Optimization Approaches of Industrial Waste Heat Recovery in District Heating Systems. *Energy*, **188**, Article ID: 116005.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116005>
- [7] 张磊. 碟式太阳能斯特林热机管簇式吸热器设计与光热转换性能研究[D]: [硕士学位论文]. 湘潭: 湖南科技大学, 2017.
- [8] Mancini, T., Heller, P., Butler, B., Osborn, B., Schiel, W., Goldberg, V., *et al.* (2003) Dish-Stirling Systems: An Overview of Development and Status. *Journal of Solar Energy Engineering*, **125**, 135-151.
<https://doi.org/10.1115/1.1562634>
- [9] Thombarse, D.G. (2008) Stirling Engine: Micro-CHP System for Residential Application. In: *Encyclopedia of Materials: Science and Technology*, Elsevier, Amsterdam, 1-8. <https://doi.org/10.1016/b978-008043152-9.02194-1>
- [10] Organ, A.J. (1997) The Regenerator and the Stirling Engine. Mechanical Engineering Publications.
- [11] 唐熊辉, 段晨, 白宗良, 等. 菱形传动 β 型斯特林机的动力学与热力学耦合分析[J]. 舰船科学技术, 2016, 38(1): 57-61.