

重庆大学

工程设计

项目总结报告



学 院 : 国家卓越工程师学院

班 级 : 明月科创1班

姓 名 : 莫湘渝

学 号 : 20232373

指导老师 : 廖全、皮阳军、宋代平

目录

1 斯特林发动机简概	1
1.1 工作原理	1
1.2 发动机类型选择	2
1.2.1 类型分类与比较	2
2 方案选择	4
2.1 初版方案	4
2.1.1 气缸概览	4
2.1.2 导气通路设计	5
2.2 热学稳态热分析	8
2.3 理论计算	9
2.3.1 热力循环计算与分析	9
2.3.2 传动机构与相位角优化	12
2.4 初版方案评估	14
3 气缸设计	16
3.1 设计思路	16
3.1.1 材料选择	17
3.1.2 尺寸确定	18
3.1.3 加工方式	19
3.1.4 密封设计	21
3.1.5 散热	25

3.1.6 具体零件图	25
3.2 气缸迭代	28
3.2.1 第一版气缸活塞	28
3.2.2 第二版气缸	33
3.2.3 第三版气缸	35
3.3 气缸设计总结	36
4 模型迭代	37
4.1 模型迭代 V1.5	37
4.1.1 改进设计与测试反馈	37
4.1.2 主要问题	37
4.1.3 后续优化方向:	40
4.2 模型迭代 V2.0	41
4.2.1 运行反馈	41
4.2.2 结构设计与功能亮点	42
4.2.3 存在的问题与不足	45
4.2.4 实测运行效果分析	46
4.3 a型斯特林发动机 V3.0	46
4.3.1 最终优化设计与运行表现	47
4.3.2 气缸系统与润滑结构优化	47
4.3.3 导气系统结构升级	48
4.3.4 热力学计算优化	50
4.3.5 优异散热布局	53

4.3.6 建模优化与死体积控制改进	53
4.3.7 运行表现与热工稳定性测试结果	53
5 仿真计算.....	55
5.1 Adams 仿真建模	55
5.1.1 建模目的与思路	55
5.1.2 模型结构与部件定义	55
5.1.3 摩擦系数调整	57
5.1.4 力矩与角速度仿真测量	57
5.2 Stimulink 预留接口	59
5.2.1 Stimulink 联合仿真	61
5.2.2 函数调控	63
6 设计指标核验	65
6.1 轴承寿命计算	65
6.2 实际转速及旋转时长	66
6.3 输出功率	67
7 总结与思考	68

1 斯特林发动机简概

斯特林发动机是一种基于闭式循环的热力发动机，其核心原理是利用工作气体在两个不同温度热源（热源与冷源）之间的往复流动和状态变化（压缩与膨胀）来驱动活塞运动，从而将热能转化为机械功。其显著特点在于工质不参与燃烧，仅在外部提供的热源（如燃烧器）和冷源（如冷却器或环境）之间进行热量交换，因此也被称为外燃机或温差发动机。

1.1 工作原理

斯特林发动机的核心是斯特林循环，由罗伯特·斯特林于 1816 年提出。该循环是一种理想化的热力学循环，旨在高效地将热能转换为机械能。其关键组成部分包括：

热源：提供高温热量，加热工作气体。通常由外部燃烧器实现。

冷源：吸收工作气体的热量，使其降温。通常为环境或专门的冷却系统。

活塞：实现气体的压缩、膨胀并将机械能传递出去。典型结构涉及两个活塞（如 α 、 β 、 γ 型）。

工作气体：在封闭系统内循环的气体工质，需具备良好的热传导性和低粘度，常用氢气、氦气或氮气。

斯特林循环通常描述为包含四个理想过程（具体实现可能有所不同）：

等温膨胀：工作气体在高温热源处吸收热量，推动活塞做功，气体膨胀（温度保持恒定）。

等容冷却：活塞运动使气体体积基本保持不变，同时热量通过回热器从气体流向冷源，气体温度下降。

等温压缩：工作气体在低温冷源处被活塞压缩，释放热量（温度保持恒定）。

等容加热：活塞运动使气体体积基本保持不变，同时热量通过回热器从热源流向气体，气体温度升高。

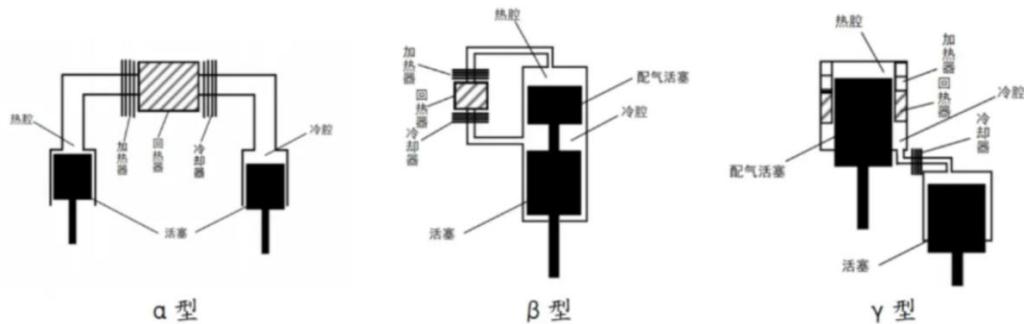
通过这个封闭循环，热量持续从热源输入，部分转化为机械功输出，剩余热量排放到冷源。斯特林发动机的效率主要取决于热源温度 (T_H) 与冷源温度 (T_C) 之间的温差 ($\Delta T = T_H - T_C$)，温差越大，理论效率越高。其优势包括运行平稳、

噪音低、可使用多种热源（包括可再生能源）及潜在的环保特性。

1.2 发动机类型选择

1.2.1 类型分类与比较

斯特林发动机按气缸配置可分为三类：



α型: 双动力活塞结构，通过相位差实现工质位移，机械效率高但密封要求严格；

β型: 单气缸内置配气活塞与动力活塞，结构紧凑但相位调节复杂；

γ型: 双气缸分离设计，便于热管理但体积较大。

斯特林发动机主要分为 α 、 β 和 γ 三种基本构型，其选择需综合考虑性能、复杂度和加工可行性：

1. α 型斯特林发动机：

结构：采用两个独立气缸和活塞（一个热活塞，一个冷活塞），通过连接管路和回热器相连。属于双活塞、单作用类型。

优点：结构相对简单（两个独立气缸设计），制造与维护成本较低；惯性力较小，运行振动低，较为平稳。

缺点：理论效率通常低于 β 型（受限于配置）；功率密度相对较低。

加工考量：需要加工两个气缸和两个活塞。虽然部件数量较多，但每个气缸/活塞的独立加工相对直接，对部件间配合精度的要求通常低于 β 型（无共用气缸内的精密相位配合）。

2. β 型与 γ 型斯特林发动机：

结构： β 型采用单个气缸，内含一个动力活塞和一个配气活塞（或称推移活塞）； γ 型则是 β 型的变体，将配气活塞置于一个较小的、与动力气缸并联的气缸内。两者均实现双作用循环。

优点：功率密度较高；理论热效率（尤其是 β 型）通常优于 α 型；能提供更

连续的动力输出。

缺点：结构复杂（特别是共用气缸内的活塞相位配合）；制造难度大，对材料和工艺精度要求极高；惯性力较大，可能产生更明显的振动。

加工考量：加工复杂度显著提高。 β 型需要在一个气缸内精密加工两个活塞（动力活塞和配气活塞），并严格控制它们的相对运动相位和间隙密封。 γ 型需要加工两个不同尺寸的气缸及其活塞。对加工精度、表面光洁度和密封性要求极为严格。

1.2.2 α 型发动机的选择依据

基于项目目标（侧重于原理分析验证和加工可行性）， α 型斯特林发动机被选定为设计基础，主要基于以下关键考量：

实现性高：其双独立气缸结构避免了 β/γ 型发动机中最核心的技术难点——在同一气缸内实现两个活塞的精密相位运动控制和间隙密封。这使得整体结构更易于理解、设计、加工和装配。

加工工艺需求较低：虽然需要加工两个气缸和活塞，但每个部件的加工相对独立和常规。对部件间动态配合精度的要求（尤其是活塞相位）显著低于 β/γ 型，降低了加工难度和成本。

运行平稳性：较小的惯性力有助于降低振动，有利于实验平台的稳定运行和测量。

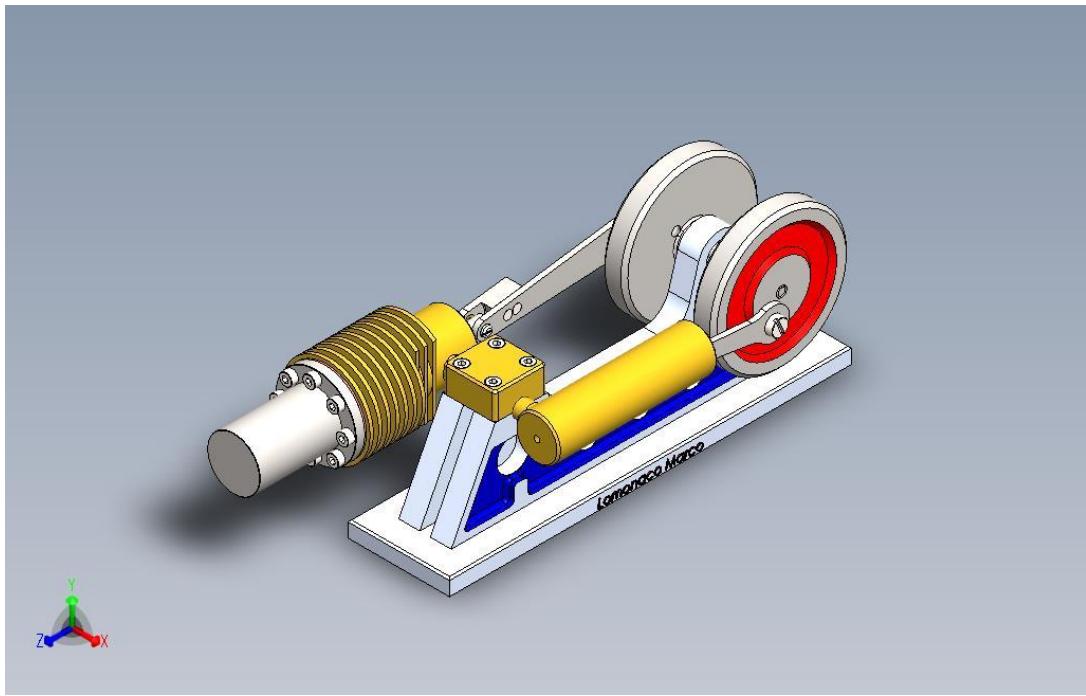
明确的挑战点：选择 α 型将项目的核心挑战聚焦于气缸与活塞的加工精度（尺寸、圆度、圆柱度）和整个封闭系统的气密性保证（包括气缸、活塞环、连接管路、回热器壳体等处的密封），这更符合项目的侧重点和能力范围。

因此，气缸的设计与制作将以 α 型斯特林发动机的结构和工作原理为基础，重点攻克其气密性要求和基础部件的加工精度问题。

2 方案选择

2.1 初版方案

本项目初步选用 α 型斯特林发动机的双飞轮结构作为设计方案，主要基于其结构对称性强、运动规律清晰，便于建立 ADAMS 与 Simulink 的联合仿真模型，用以分析气体压力、作用力与输出转矩之间的动态耦合关系。此外，该结构在教学展示和实验操作中具备良好的可视化效果，适合用于工程验证、性能测试及后续优化研究。



2.1.1 气缸概览

气缸采用铝合金材料加工，直径为 20 mm，具备优良的导热性能，有助于提升热能传递效率。结构方面，气缸内腔设计为圆底型，以增大高温端的受热面积，增强吸热效果，从而提升膨胀活塞的热响应能力。为保证配合精度与运动性能，活塞直径设计为 19.8 mm，并按照 H8/f7 标准公差进行加工，实现良好的气密性与顺畅的滑动配合。

活塞外壁设有环形凸台结构，以提高往复运动过程中的动态密封性能。内部采用中空减重设计，有效降低活塞质量，减小惯性力，从而提升系统对热扰动的响应速度。在设计与加工阶段，团队持续与指导教师密切沟通，确保结构设计、加工与装配精度达到预期要求。

2.1.2 导气通路设计

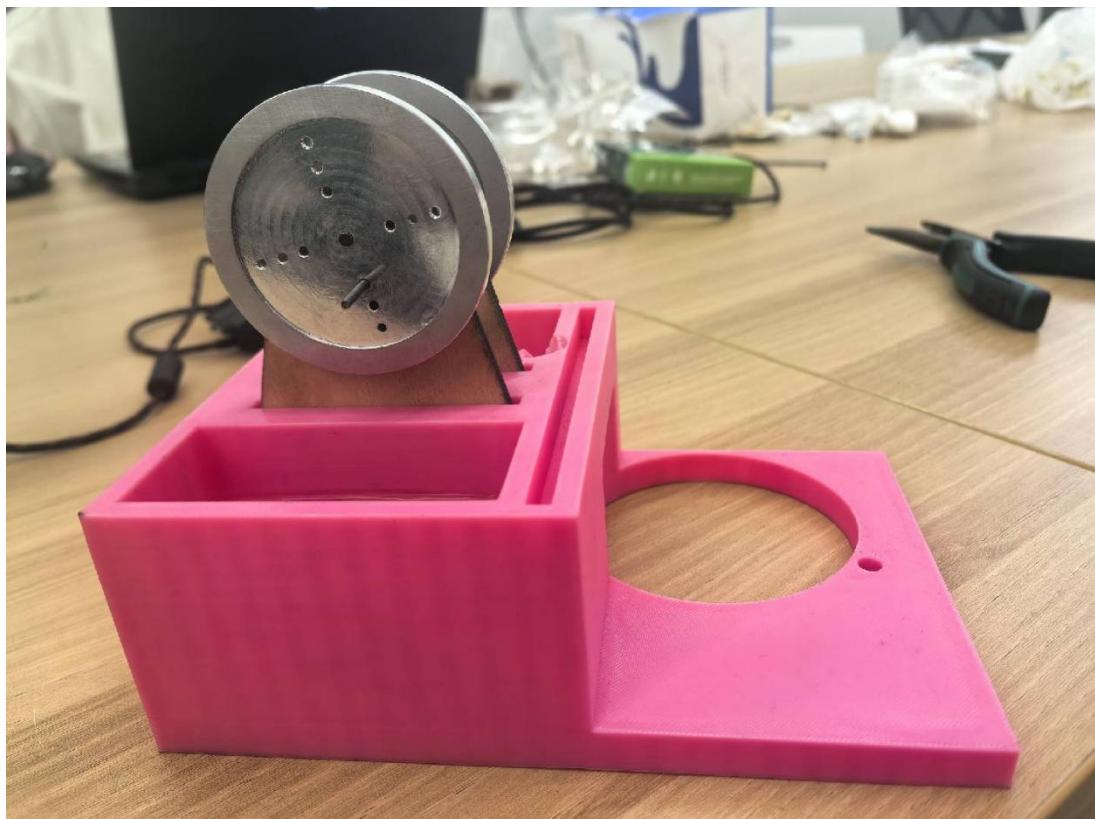
为确保高温工况下的导气稳定性与整体密封性能，本项目将传统橡胶软管替换为黄铜硬质气管。黄铜材料具备优异的耐高温与耐腐蚀特性，能够承受 800 °C 以上的工作温度，有效避免因酒精灯加热导致橡胶软管软化、碳化或粘附等问题，杜绝由此引发的泄漏风险。该设计显著提升了导气系统的热稳定性与运行安全性，保障了斯特林发动机在高温环境下的可靠运行。



但是最终实验结果显示，黄铜管与气缸出气口的密封性难以靠机械挤压形成，而气密胶水容易在高温情况下失效，黄铜管最终被取代。

2.1.3 底座与支架

为实现高、低温区之间的有效热隔离，同时满足结构支撑与装配精度需求，底座采用3D打印高分子材料制成。该材料具备较低的热导率，有助于抑制热量在结构间的传导。结构设计上，底座采用大面积镂空处理，不仅显著减轻整体质量，还进一步削弱了热传导路径，从而有效实现冷热端的物理隔离。此外，底座具备良好的模块化装配特性，提升了结构的兼容性与后期维护的便捷性。



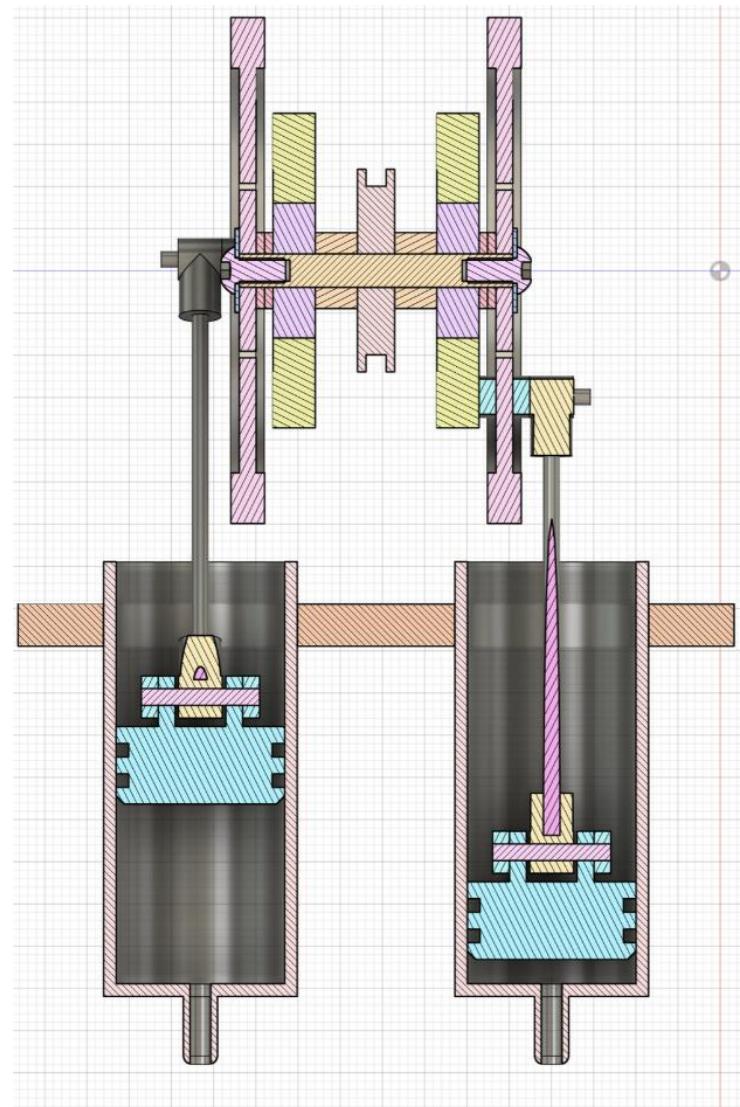
2.1.4 轴系与飞轮

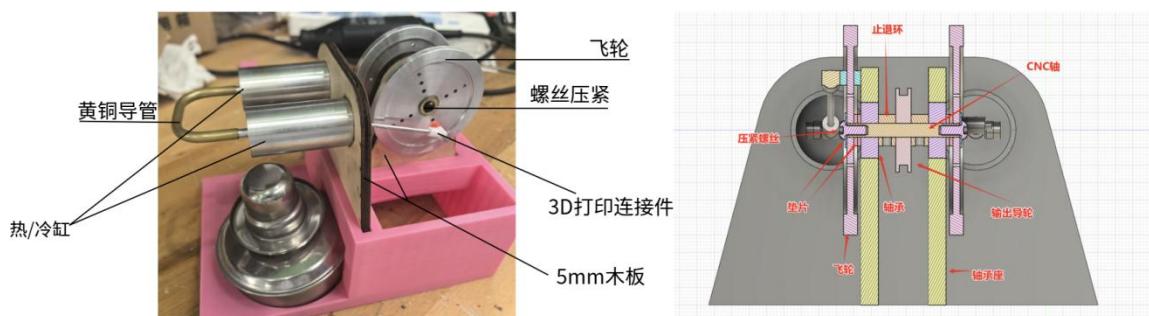
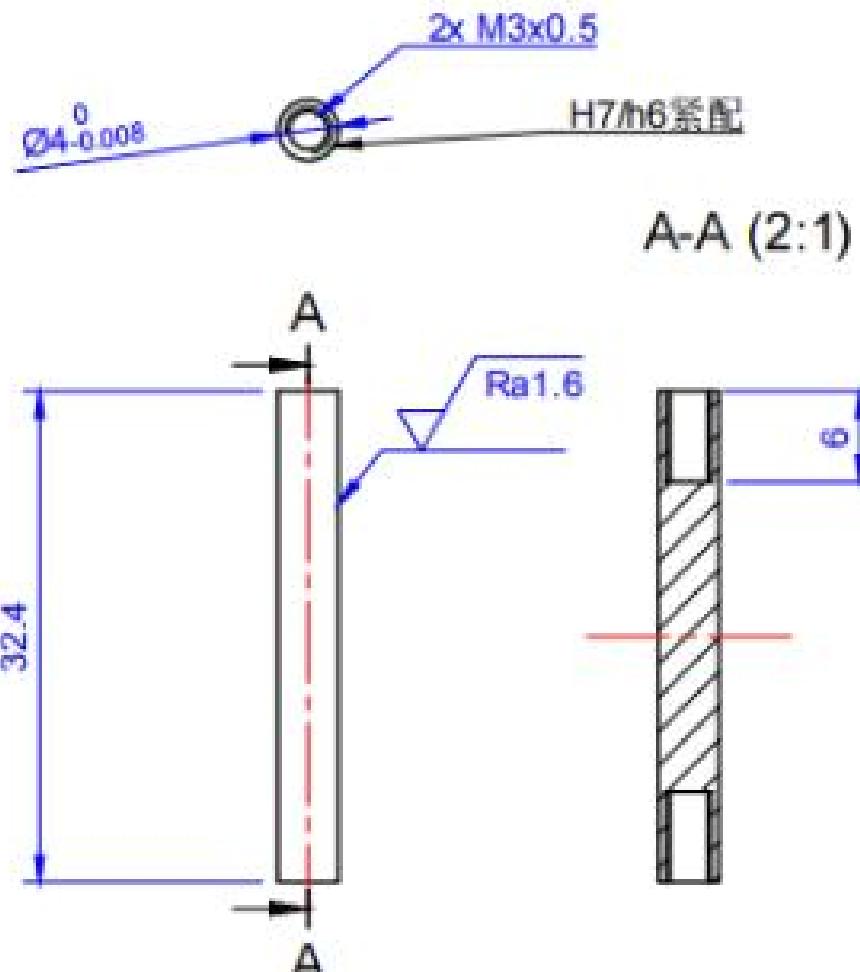
飞轮采用高密度金属材料制造，以提供充足的转动惯量，确保系统运行的平稳性与能量的持续输出。结构上，飞轮中心进行镂空处理以控制质量分布，边缘加厚以增强惯性效应，实现能量的高效储存与释放。为保障飞轮在高速运动中的稳固性，其通过螺丝预紧、螺纹胶固定以及轴箍三重约束方式安装于主轴上，有效防止轴向与角向滑移。

为满足不同工况下对行程与连杆比的调节需求，飞轮轮毂处预设三组连杆连

接孔位，支持多种连杆长度与活塞行程的组合配置，为热力循环性能的对比与优化实验提供高度灵活性。

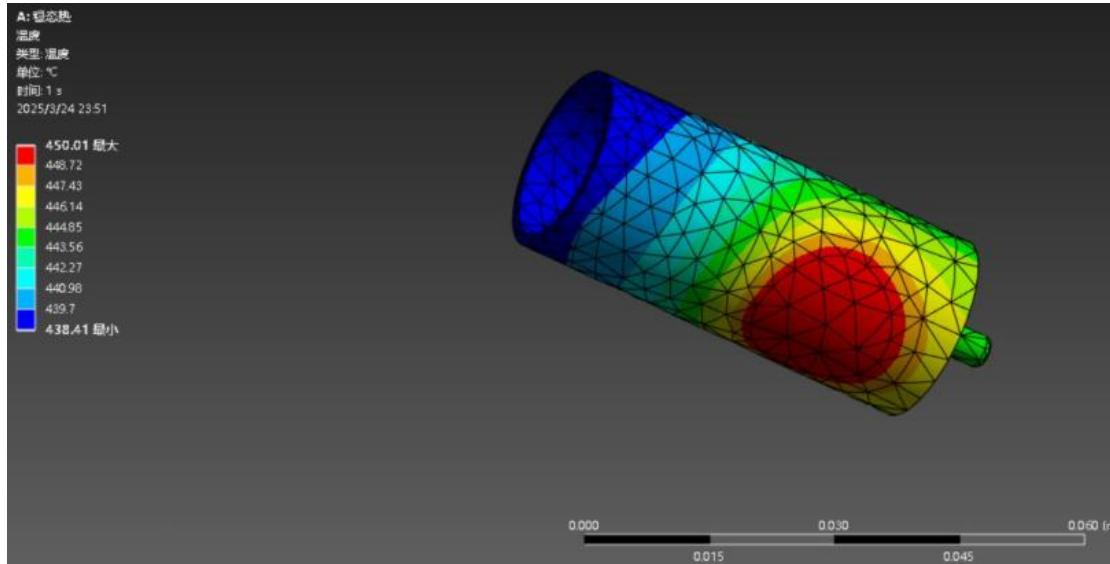
主轴由双侧立柱支撑，结构稳定，确保飞轮与曲柄连杆机构在工作过程中的同轴度与运行平衡性，同时便于装配与维护操作。



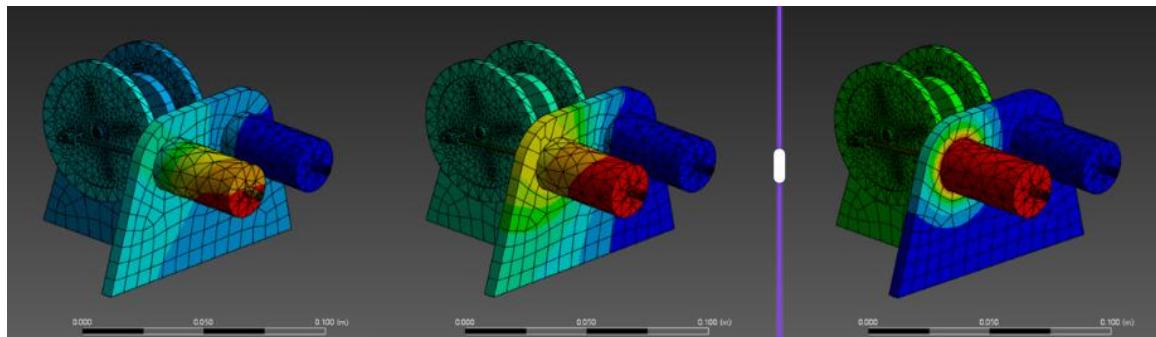


2.2 热学稳态热分析

使用 6061 铝，热传导率: 167-202 w/ (m.k)，设置空气对流: 4 w/ (m.k)
进行热仿真，效果显示 6061 铝导热效果良好适合用作冷缸和热缸，空气基本不
会产生影响。



同时对整体结构进行热学仿真，对比不同底座材料，包括从左到右依次为钢铁，铝合金，木头热杠底座需要使用导热率低的材料。最初选用不锈钢，但仿真发现其导热率过高。最终改用木头材质，隔热效果明显提升。



2.3 理论计算

2.3.1 热力循环计算与分析

假设工作物质为理想气体，膨胀和压缩过程均为等温，再生过程等容（无损耗）。

$$\chi = \frac{V_R}{V_{SE}} \quad (3.83)$$

根据假设(6), 死空间气体温度 T_R 变为下式:

$$T_R = \frac{T_E + T_C}{2} \quad (3.84)$$

将式(3.81)~式(3.84)代入式(3.80)整理后得到:

$$m = \frac{p}{RT_C} \left\{ \tau V_E + \frac{2\tau V_R}{1+\tau} + V_C \right\} \quad (3.85)$$

将式(3.77), 式(3.78)代入式(3.85)整理后得到:

$$m = \frac{p V_{SE}}{2 R T_C} [S - B \cos(\theta - \phi)] \quad (3.86)$$

但

$$\phi = \arctan \frac{\kappa \sin \alpha}{\tau + \kappa \cos \alpha} \quad (3.87)$$

$$S = \tau + \frac{4\tau\chi}{1+\tau} + \kappa \quad (3.88)$$

$$B = \sqrt{\tau^2 + 2\tau\kappa \cos \alpha + \kappa^2} \quad (3.89)$$

由式(3.86)解出

$$p = \frac{2mRT_C}{V_{SE}[S - B \cos(\theta - \phi)]} \quad (3.90)$$

这里平均压力 p_{mean} 用下式表示:

$$p_{mean} = \frac{1}{2\pi} \oint p d\theta = \frac{2mRT_C}{V_{SE} \sqrt{S^2 - B^2}} \quad (3.91)$$

还有

$$\delta = \frac{B}{S} \quad (3.92)$$

把平均压力作为基准的压力变化用下式表示:

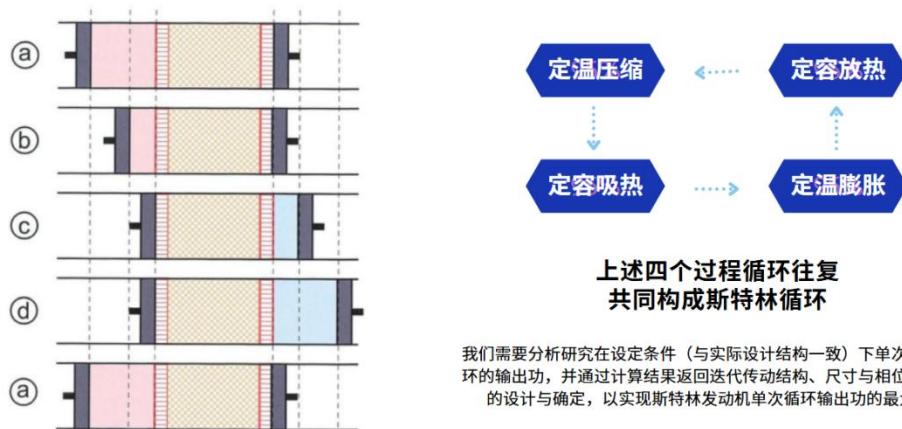
$$p = \frac{p_{mean} \sqrt{S^2 - B^2}}{S - B \cos(\theta - \phi)} = \frac{p_{mean} \sqrt{1 - \delta^2}}{1 - \delta \cos(\theta - \phi)} \quad (3.93)$$

此外, 在式(3.90)中, $\cos(\theta - \phi) = -1$ 时最小压力

$$p_{min} = \frac{2mRT_C}{V_{SE}(S + B)} \quad (3.94)$$

因此, 把最小压力作为基准压力

设等温膨胀和压缩过程的容积比为 $r = V_2/V_1$, 则吸热 $Q_h = nRT_E \ln r$, 放热 $Q_c = nRT_C \ln r$ 。单循环输出功为 $W = Q_h - Q_c = nR(T_E - T_C) \ln r$, 理想热效率为 $\eta = 1 - \frac{T_C}{T_E}$



我们需要分析研究在设定条件 (与实际设计结构一致) 下单次斯特林循环的输出功, 并通过计算结果返回迭代传动结构、尺寸与相位角等参数的设计与确定, 以实现斯特林发动机单次循环输出功的最大化。

气缸体积变化:

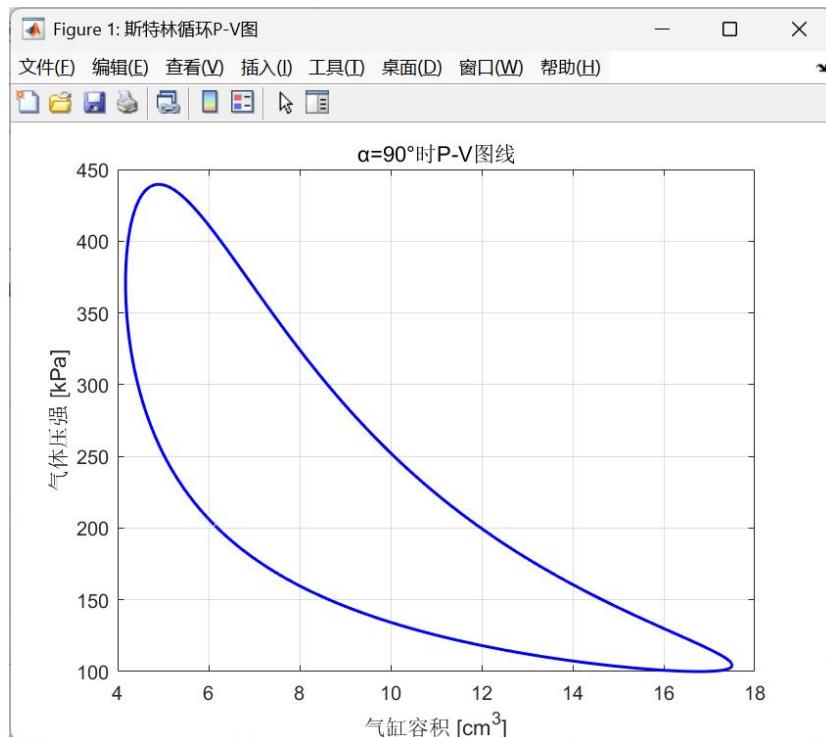
设膨胀腔最小容积 V_{E0} 、压缩腔最小容积 V_{C0} ，行程容积为 v_{se} 和 v_{sc} 。随曲柄角 ϕ 变化的瞬时容积为：

$$V_E(\phi) = V_{E0} + \frac{v_{se}}{2}(1 - \cos \phi)$$

$$V_C(\phi) = V_{C0} + \frac{v_{sc}}{2}(1 + \cos \phi)$$

总瞬时容积 $V(\phi) = V_E(\phi) + V_C(\phi)$ 。上述体积关系可用于推导循环的 P-V 特性。

```
% 相位角计算
phaseAngle = atan(volRatio * sin(alpha) ./ (1 - tempRatio - volRatio * cos(alpha)));
%
% 压力波动参数
S = tempRatio + 4 * tempRatio * x / (1 + tempRatio) + volRatio;
B = sqrt(tempRatio^2 + 2 * volRatio * cos(alpha) + volRatio^2);
pressureCoeff = B / S; % 压力波动系数 δ
```



死区容积影响:

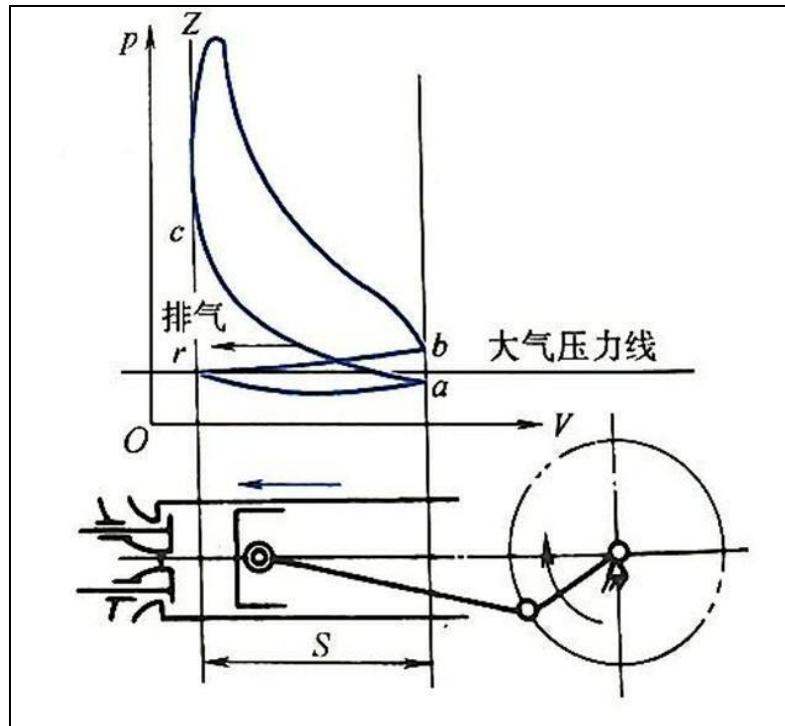
定义死区容积比 $M_v = (V_{E0} + V_{C0})/(v_{se} + v_{sc})$

较大的 M_v 意味着更多死区容积，增大等温压缩的起始容积，减少净膨胀比 r ，

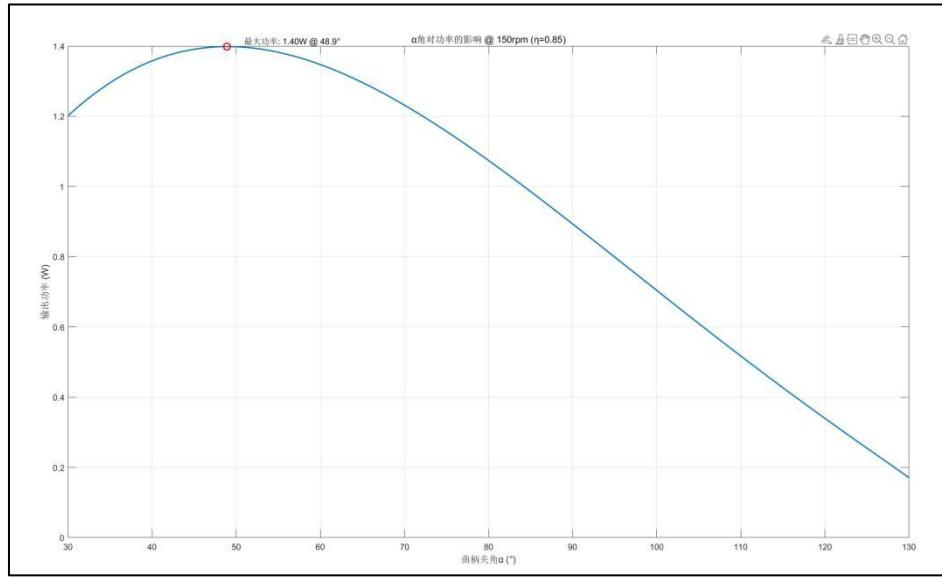
从而降低输出功和实际热效率。

2.3.2 传动机构与相位角优化

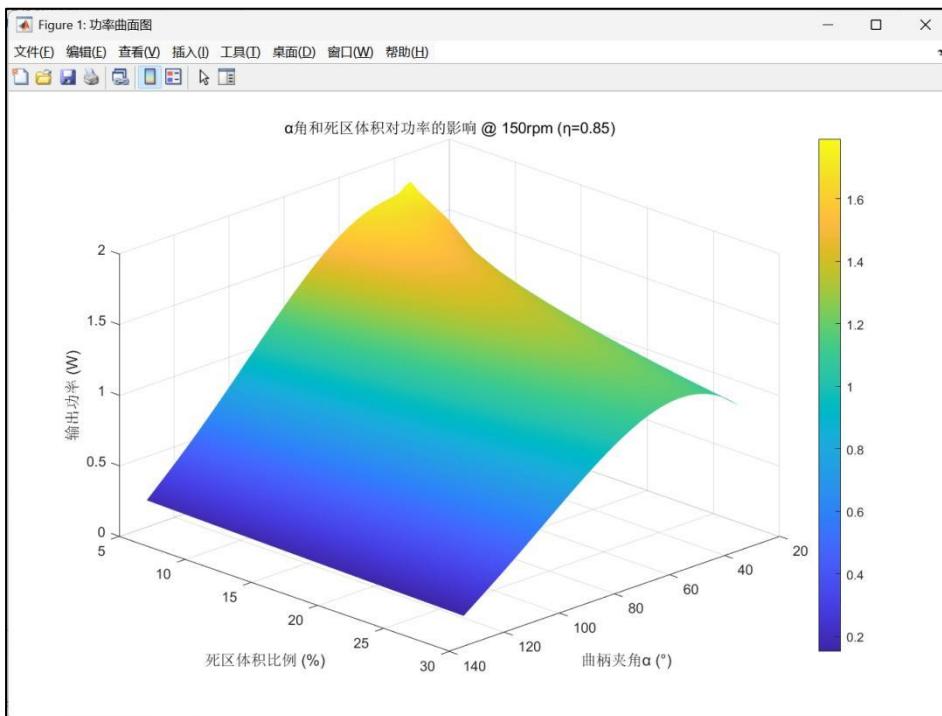
仿真时，相位角 α 在 $80^\circ \sim 120^\circ$ 范围内变化。对每个 α ，先根据几何关系计算压缩腔瞬时容积 $V_{sc}(\alpha)$ ，并通过气体状态方程更新压力振幅参数 B 及 P_f 。然后对单个工作循环内的瞬时压力 p 与容积变化 dV 积分，得到循环指示功，并乘以运行频率换算为功率输出。



仿真结果表明，相位角对输出功率具有显著影响。在 30° 至 130° 的范围内，随着相位角由较小值逐步增大，输出功率呈现先上升后下降的趋势，并在约 49° 附近达到最大值。进一步观察发现，当相位角偏离该最优值（例如 $\pm 10^\circ$ ）时，输出功率出现明显下降，下降幅度约为 $5\% \sim 8\%$ 。已有研究亦表明，当活塞与压缩器之间的相位差位于较小角度（ 50° 左右）时，压缩与膨胀过程的配合更加同步，有利于单位循环内有效做功能的提升；而当相位角偏离最优范围时，压缩与膨胀的不协调加剧，导致能量转换效率降低，从而使净输出功率下降。综上，仿真分析确定的最佳相位角约为 49° ，此时系统效率与功率输出均达到最高水平。



仿真结果表明，相位角与死区体积比例对斯特林发动机的输出功率具有联合影响。整体来看，在死区体积比例较小（约 5%~10%）且相位角较小（约 50°附近）时，输出功率达到峰值，最大值超过 2 W。随着死区体积比例逐渐增大，输出功率整体呈下降趋势，同时最佳相位角位置也略微向更大角度偏移。具体而言，在死区体积较小时，相位角的变化对功率输出影响尤为显著；而在死区体积较大（20%以上）时，系统整体功率水平降低，且相位角变化带来的性能波动幅度减弱。



2.4 初版方案评估

在完成整体装配并对热端进行点火测试后，系统整体展现出良好的结构协调性与初步热机驱动能力。测试结果表明，该 α 型斯特林发动机具备以下几个明显优势：

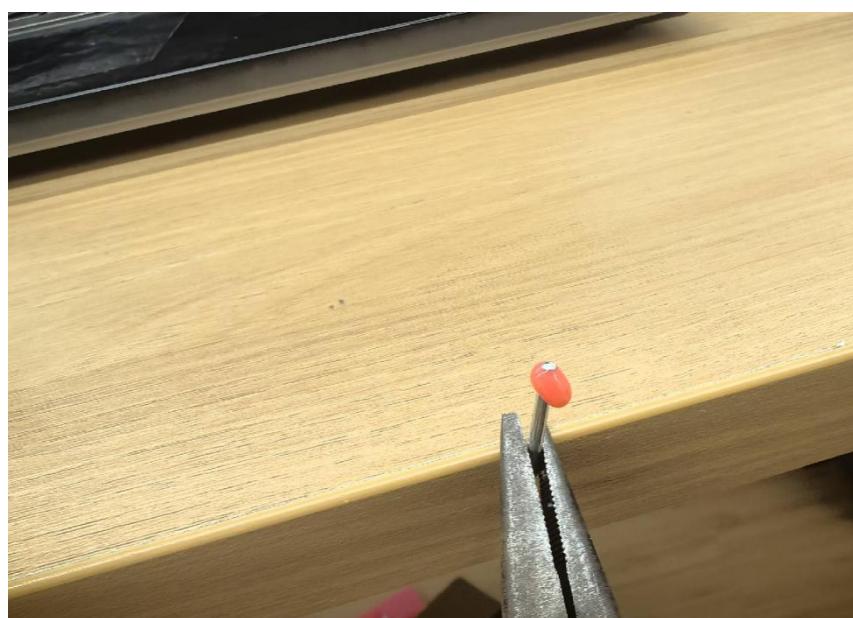
结构简洁、制造成本低：采用标准件与3D打印件相结合的设计方案，在确保功能实现的基础上，有效控制了制造成本，具备良好的教学展示与批量制造潜力。

高度可调的机构配置：飞轮连杆机构设计有多组可调连接孔位，气缸与活塞结构也预留配合精度调整空间，使系统在调试过程中具备较高的灵活性，有利于对不同热工参数下的系统响应进行测试与优化。

模块化装配设计：各组件之间采用螺接、卡扣与插装方式组合，便于装配、拆解与局部更换，提升了整机的工程可维护性与实验重复性。

然而，在实际运行过程中，系统也暴露出一系列材料选择和结构细节方面的问题，具体如下：

热端塑料部件失效严重：位于高温区的导气三通接口采用了通用塑料材料，在酒精灯点火后的短时间内即出现软化熔化现象，导致导气路径中断，致使热缸活塞因压力不足而无法完成往复循环。该问题严重限制了系统的持续运行时间与整体可靠性。



底座材料耐热性不足：木质底板在高温辐射与热传导的影响下发生碳化与形变，削弱了系统的结构刚性，并存在一定的热失稳与燃烧安全隐患。底座形变还进一步影响了主轴的水平度与飞轮的旋转稳定性。

飞轮固定机构热松动：受温升影响，飞轮与主轴之间的螺纹连接件和胶合剂在高频运行中出现微松动，造成飞轮相位角偏移，曲柄—连杆机构的协调性被打破，导致系统动力闭环失效，无法维持连续运转。

综上，尽管系统的初步设计思路与结构布局具有一定合理性与实验价值，但要实现更高效、稳定的热机运行，仍需在材料选型（特别是高温部件）、热隔离设计以及旋转结构的刚性约束方面进行进一步优化和迭代。后续工作将围绕高温材料替换、结构热稳定性提升与连接部位改进等方向展开系统性改进。

α 型斯特林发动机具有两个分别设置于热端和冷端的独立汽缸，每个汽缸内装有一个活塞。两缸通过加热器、再生器及冷却器串联连接，形成工作介质在两端之间的热力循环系统。该结构概念上相对简单，可实现较高的热力效率，因此本研究中采用 α 型结构作为发动机物理模型的基础。

飞轮作为具有较大转动惯性的重质圆盘，用于抵抗并减缓发动机的转速波动。在往复式曲轴系统中，飞轮吸收功率冲程产生的多余能量并在其他冲程释放，使曲轴转速趋于均匀。为增强平稳性，本模型采用双飞轮结构：在曲轴两端对称安装两个飞轮。一方面增加系统总转动惯量，另一方面通过对称布置平衡往复运动产生的不平衡惯性力，从而有效降低转速脉动，提高运行稳定性。

本研究中物理模型的主要设计参数如下：

高温端温度 $T_E = 723K$

低温端温度 $T_C = 302K$

缸体半径 $r = 1.0cm$

曲柄半径（飞轮半径） $R = 1.5cm$

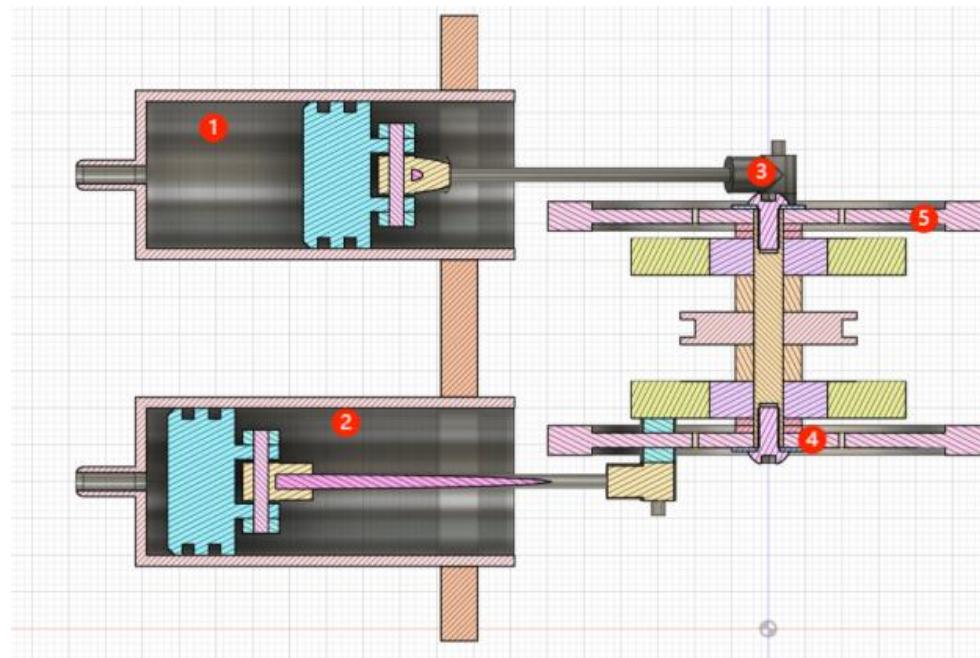
活塞行程 $s = 3.0cm$

初始转速 $n = 300r/min$

活塞相位角 $\phi = 90^\circ$

物理结构方面，发动机主体由热端和冷端两个并联汽缸体组成，每个汽缸内

安装一个活塞。活塞通过连杆驱动共用曲轴，将往复运动转化为旋转运动。在 a 型设计中，冷热端活塞通过曲柄销分别连接至曲轴。曲轴两端各装配一个飞轮，用于储存惯性能量并平滑输出。整个机构包括缸体、活塞、连杆、曲轴和双飞轮等基本部件，通过合理的相位配合和惯性平衡，实现平稳可靠的动力输出。



(图中标注：1-热端缸体；2-冷端缸体；3-活塞；4-连杆；5-飞轮)

3 气缸设计

3.1 设计思路

在一个完整的斯特林发动机系统中，气缸不仅仅是容纳工质的容器，更在整个热能转化过程中扮演着关键的热力学角色。首先，气缸必须具备优异的导热性能，才能高效地将酒精灯提供的热量传递给内部的工质。根据热传导的基本原理，传热速率与材料的导热系数密切相关，因此在材料选择上，应优先采用铝合金或钛合金等导热性能优良的金属，以提高热能传递效率。

同时，气缸的结构设计也需充分考虑活塞的运动特性以及整体发动机的运行方式。依据工程力学原理，活塞的有效运动范围受气缸几何形状和内部结构的直

接影响。因此，在气缸的尺寸比例、内腔形状以及内壁表面处理等方面，需要进行科学设计与优化，以确保活塞在运行过程中具有良好的往复运动性能和较小的摩擦阻力。

此外，气缸还必须具备良好的气密性，这对斯特林发动机的运行稳定性和效率至关重要。任何微小的泄漏都可能导致能量损失和性能下降。为确保良好的密封性，气缸在制造过程中通常采用高精度加工技术，如精密车削、磨削以及表面抛光处理，以最大限度地提升气缸与活塞之间的密合度，从而维持系统的高效运转。

3.1.1 材料选择

小型斯特林发动机的设计与制造过程中，气缸与活塞材料的选择至关重要，直接影响发动机的热效率、运行稳定性与使用寿命。鉴于其在工作过程中需要经受持续的加热冷却循环、热胀冷缩作用，以及高频率的摩擦运动，材料不仅要具备良好的热性能和机械强度，还需兼顾加工性和密封性能。

根据工作要求，热缸与冷缸分别选用不同材料：

部件	材料	特点说明
冷缸/热缸	铝合金	强度适中，质量轻，易加工，配合散热片提升散热性能
活塞	铜合金	摩擦系数小，质量适中，适合高频往复运动
连杆	铝合金	减轻机构负载，降低惯性力
缸套	不锈钢	表面硬度高，减少磨损

气缸部分应优先选用具有高强度、优异导热性、耐高温和耐腐蚀性能的金属材料。铝合金（6061）因其质量轻、导热快、抗腐蚀性强，在小型热机中是常见优选。这是一种广泛应用于工程机械与航空模型的通用合金，兼具较高性价比与良好加工性能，适合本项目教学型发动机的轻量化与简易装配需求。

属性类别	特性
力学性能	抗拉强度约 276 MPa，具备足够的结构强度与刚性
加工性	易于 CNC 加工，适用于车削、钻孔与精磨
耐腐蚀性	可阳极氧化处理，提升表面防腐性能
密度	约 2.7 g/cm ³ ，降低系统惯性与总质量

活塞材料则需特别强调其耐磨性、热导性及结构稳定性。除了与气缸材料相匹配的铝合金和不锈钢，铜合金因其调质后良好的机械性能与低温韧性，摩擦系数小，质量适中，适合高频往复运动，在活塞制造中应用广泛。对于需要更高耐磨性的场景，还可考虑硬质合金涂层材料提升其寿命。

连杆则选用铝合金，减轻机构负载，降低惯性力，缸套选用不锈钢减少磨损。

3.1.2 尺寸确定

气缸和活塞作为斯特林发动机的关键往复机构，其尺寸设计直接影响发动机的工作容积、密封性能与力学稳定性。设计依据包括小型气动系统所需的气室体积、滑动配合要求及结构紧凑性。

第一版气缸尺寸：

	尺寸	备注
内径	20.00 mm	公差：+0.01 mm / 0（符合 H7 标准）
外径	23.00 mm	壁厚为 1.5 mm，满足强度与加工余量需求
深度	50 mm	满足活塞完整行程并保留一定缓冲区

第一版活塞尺寸：

	尺寸	备注
直径	19.98 mm	公差: -0.01 mm / -0.02 mm (符合 f7 滑动配合)
长度	10 mm	设计考虑到稳定性与密封面积
深度	50 mm	满足活塞完整行程并保留一定缓冲区

计算气缸工作容积：

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = \frac{\pi \times (20\text{mm})^2}{4} \cdot 30\text{mm} \approx 9425\text{mm}^3 = 9.425\text{cm}^3$$

目标为实现无卡滞、低泄漏的往复运动，加工公差设定：

①气缸孔: H7 → $\phi 20^{+0.01}_{0.00}$

②活塞轴: f7 → $\phi 19.98^{-0.01}_{-0.02}$

符合 ISO 配合标准，形成约 0.01~0.03 mm 的间隙配合：最大间隙 = 20.01–19.96=0.05mm；最小间隙=20.00–19.99=0.01mm；这种配合可兼顾密封性能与低摩擦性，适用于气缸无润滑或石墨润滑工况。

表面粗糙度上，设定 $Ra \leq 1.6\mu\text{m}$ ，根据《GB/T 1800-2009》标准，滑动配合类孔/轴表面通常要求 $Ra 0.8\sim1.6\mu\text{m}$ ， $Ra 1.6$ 可由精车+轻度磨削实现，加工制作价格经济。

3.1.3 加工方式

① 普通车床（加工精度约 0.01mm）：普通车床广泛应用于机械制造中，主要用于加工轴类、套类、盘类等具有回转对称面的零件，具备良好的通用性和操作便捷性，能够完成外圆、内孔、端面及螺纹等基本切削操作。

② 普通铣床（精度约 0.05mm）：适用于加工平面、沟槽、曲面、斜面、键槽以及简单的齿轮等结构，是常见的通用切削设备，适合多种非回转类零件的加

工。

③ 磨床（精度高达 0.005mm，小件可达 0.002mm）：用于对工件表面进行高精度磨削处理，常借助高速旋转的砂轮进行表面或孔类精加工，以获得更高的尺寸精度与表面光洁度。

④ CNC 车床（精度约 0.01mm）：适合大批量、复杂形状及高精度的回转工件加工，通过数控系统实现自动化加工，提升效率与一致性。

⑤ CNC 铣床（精度约 0.01mm）：用于批量加工高精度、复杂几何形状的零件，适合对大型或复杂结构工件进行多轴联动加工。

⑥ 线切割:慢走丝（精度可达 0.003mm）：采用黄铜丝作为电极，适合加工高精度精细结构，如微型模具、复杂槽孔等，表面质量优良；中走丝（精度约 0.02mm）：以钼丝为电极，适用于中等精度要求的模具和小孔加工。

⑦ 钳工：主要涉及工件的手工加工和精整，包括锉削、钻孔、攻丝、套丝、刮研、划线、矫形等，常用于装配、调试及手工修整阶段。

本项目中的气缸与活塞均采用 6061 铝合金材料，并且气缸与活塞均为具有回转表面的工件，综合精度和成本考虑，使用 CNC 数控加工方式完成。考虑到公差精度与配合要求，制定如下详细加工工艺流程：

（一）气缸：

加工步骤	说明
① 车削外圆至 Ø23 mm	留 0.1 mm 精加工余量
② 钻孔 & 内孔粗车至 Ø20.2 mm	留余量便于精车 & 精磨
③ 精车内孔 Ø20.00 mm +0.01/0 (H7)	控制配合尺寸与同轴度
④ 精车内孔 Ø20.00 mm +0.01/0 (H7)	预设连接口，位置依结构调整
⑤ 内孔精磨至 Ra 1.6	提高滑动性能，控制摩擦
⑥ 倒角与去毛刺	保证装配安全与边缘完整性

(二) 活塞

活塞加工步骤	说明
① 外圆粗车 $\varnothing 20.2\text{ mm}$	留余量用于后续配合
② 精车外圆至 $\varnothing 19.98\text{ mm } -0.01/-0.02$ (f7)	与气缸形成滑动配合
③ 加工密封圈槽	三道凹槽结构，提升密封效果
④ 轴孔加工 $\varnothing 2.0\text{ mm (H8)}$	连接用孔，保证插入松配合
⑤ 表面精磨	保证同心度与 $Ra1.6$ 粗糙度
⑥ 倒角与去毛刺	提升装配安全性和质量观感

3.1.4 密封设计

①橡胶圈密封：

为确保气缸在往复运动过程中保持良好的密封性能，同时控制加工难度和制造成本，本项目采用标准 O 型橡胶密封圈作为活塞与缸壁之间的密封元件。关键参数如下：

外径： $\Phi 19\sim 21\text{ mm}$ ；

截面直径： 1.5 mm 或 1.9 mm

材质： 氟橡胶（绿色耐温型）



密封圈安装于活塞上的凹槽中，在装配后产生轴向压缩和径向挤压，与气缸内壁形成可靠的密封接触。该方式适用于本模型中 H7/f7 间隙配合下的滑动密封结构。



O型圈在静止和运动状态下均可通过弹性回弹力提供密封压力，阻止气体在缸体与活塞之间泄露。在发动机往复循环过程中，密封圈随活塞运动，不断接触气缸内壁形成功能密封带。

方案优点：

- 结构简单：安装方便、无需复杂加工或额外零件；
- 加工容差宽容度高：在 $\pm 0.01\sim 0.03$ mm 的配合间隙下仍具良好密封性；
- 成本低：适合教学与原型开发；
- 重量轻：不影响活塞运动惯性；
- 适应性强：可适用于一定温度变化和摩擦环境。

方案缺点：

- 温度上限受限：橡胶材料在高温 ($>150^{\circ}\text{C}$) 下性能下降，长期运行可能失效；
- 摩擦阻力波动较大：初始摩擦力高于石墨喷涂等固体润滑；
- 寿命有限：长时间使用后密封性能衰减，需定期更换；

不适合高速频繁往复：容易造成老化、脱槽或断裂。

②石墨粉密封：

石墨粉的层状结构（基础面滑移）能显著降低活塞与气缸间的摩擦系数，在常规工况下摩擦系数可低至 0.11，动摩擦系数 0.15 时机械效率提升。可在 200~2000℃ 高温环境下保持润滑性能，适用于发动机高温区域（如热端 750℃ 工况），在温度骤变工况下（如冷腔对流 $23.6\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ ），石墨膜不易开裂。



石墨使用方式有：

直接均匀涂抹：石墨粉可直接以干粉形式涂抹于活塞裙部或气缸壁，通过机械摩擦形成润滑膜

胶体悬浮液喷涂：将石墨粉分散于水、油或树脂中形成胶体悬浮液，通过喷涂或浸涂覆盖金属表面

石墨密封优点：

高温稳定性：耐受 2000℃ 高温，优于普通润滑油（最高约 300℃ 失效）。

低维护需求：无需频繁补充润滑剂，减少停机维护成本。

环境适应性：抗水淋、抗粉尘，适用于冶金、化工等恶劣工业环境

自润滑性：无需持续添加润滑油，尤其适用于无油润滑系统（如压缩机气缸密封）

石墨密封缺点：

真空或干燥环境失效：石墨润滑依赖吸附气体（如水蒸气），真空环境中摩擦系数升至 0.5~0.8，磨损量增加 100 倍。

杂质敏感性：石墨纯度要求高（杂质≤1%），否则易引发磨粒磨损。

工艺复杂性：需喷涂前处理（如磷化、印刷石墨乳剂），否则粘合效果差

③防高温润滑脂：



为了进一步减少活塞与气缸内壁间的摩擦系数，提高滑动稳定性并延长密封圈使用寿命，本项目在安装过程中采用了专用耐高温润滑脂。主要成分为改性硅油、聚四氟乙烯微粉（PTFE），适用温度范围：约 -40°C ~ +200°C（依据常见 PTFE 润滑脂特性）该润滑膏具有优异的高温稳定性和抗氧化能力，在气缸活塞长期往复运动的环境下，能够维持良好的润滑膜，降低磨损，提升系统运行顺畅度。在安装密封圈前，将少量润滑脂均匀涂覆于活塞外圆与气缸内壁接触区域；

同时涂覆密封圈外表面，以减少启动时的干摩擦；避免涂抹过量，防止润滑脂挤压至压缩腔造成污染。但是不可直接用于极高温度区 (>250°C)，热端需与散热结构隔离清洗前不可重复涂覆，防止灰尘杂质混入润滑膜中

方案优点：

- (1) 高温稳定性强：适用于斯特林热端至中温工况
- (2) 抗腐蚀性好：不与铝合金发生化学反应
- (3) 持久润滑：减缓橡胶圈磨损，延长使用寿命
- (4) 电绝缘性强：也可用于电气类导轨润滑（副用途）

3.1.5 散热

在斯特林发动机运行过程中，气缸不仅需要承受高温热源的持续加热，还需在另一端进行有效的冷却，实现热胀与冷缩的交替循环。因此，合理的散热结构设计对于保证气缸与活塞的稳定运行、高效传热及整体热效率的提升具有重要意义。为此，可以通过以下几种方式优化气缸和活塞的散热性能：

高导热材料的应用：优先选用导热性能优异的金属材料，如铝合金、铜合金或钛合金，使热量能够迅速传导至气缸或活塞的外部表面，从而加快热交换过程，提高温度调节速度。

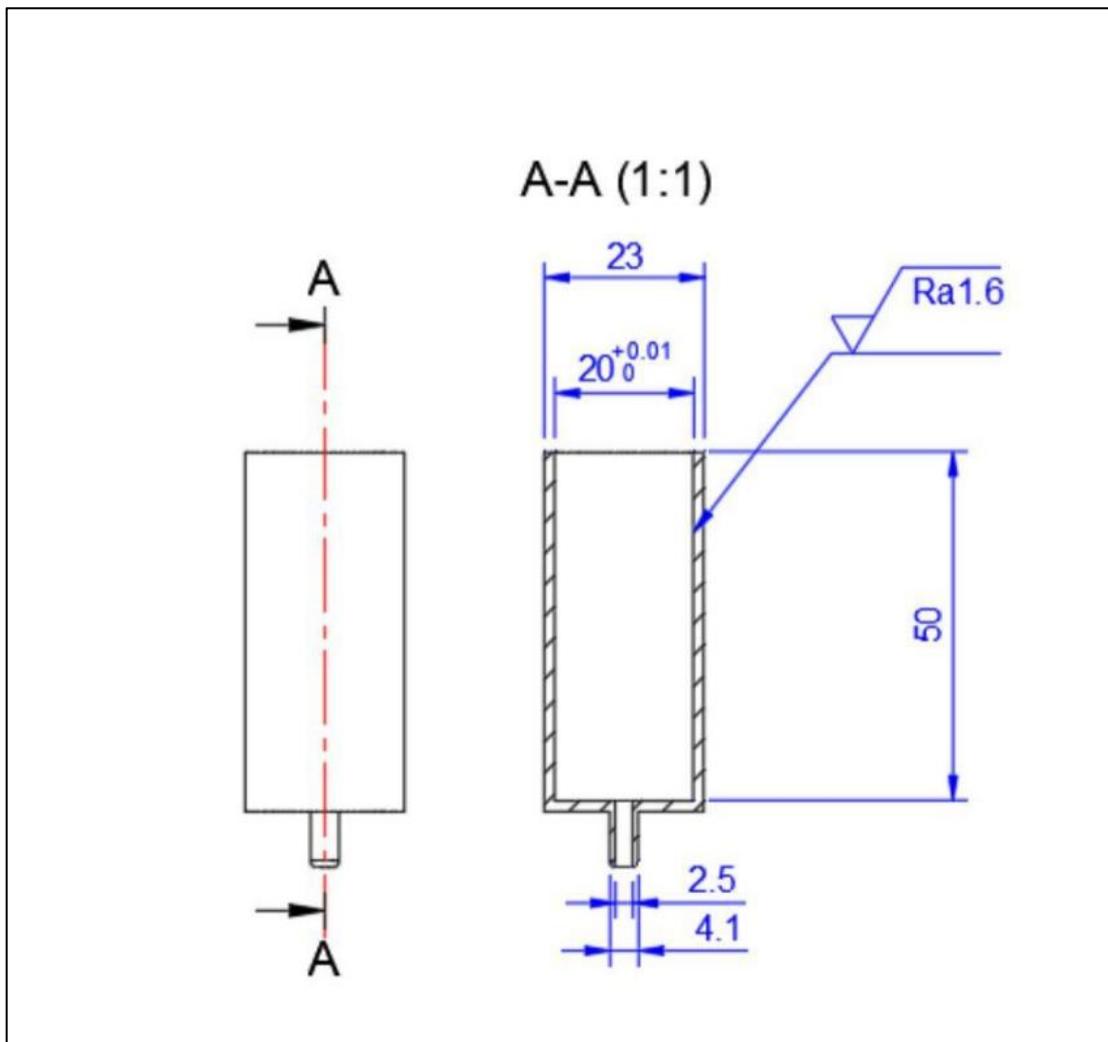
散热通道与循环系统设计：可在气缸或活塞内部设置散热通道，配合冷却介质（如冷却液或润滑油）循环流动，及时带走多余热量。通过内部循环系统控制温度，有助于维持活塞稳定工作状态并防止过热膨胀。

散热片与导热结构增强：在气缸外壁或活塞表面设计散热翅片或添加高效散热片，利用增加散热表面积来提升热量向外界的释放速度。特别是在气缸热端部位布置多片薄型散热片，有助于快速降低局部温度，防止热聚集。

表面处理与涂层技术：采用高导热涂层或辐射增强涂层（如黑色氧化层、陶瓷涂层等），可以有效提升辐射散热能力，同时增加表面热传导效率，提升整体散热性能。

3.1.6 具体零件图

(一) 主视图 + A-A 剖视图



内径尺寸: $\Phi 20 \text{ mm}$, 公差设定为 $+0.01 / 0$ (H7 配合)

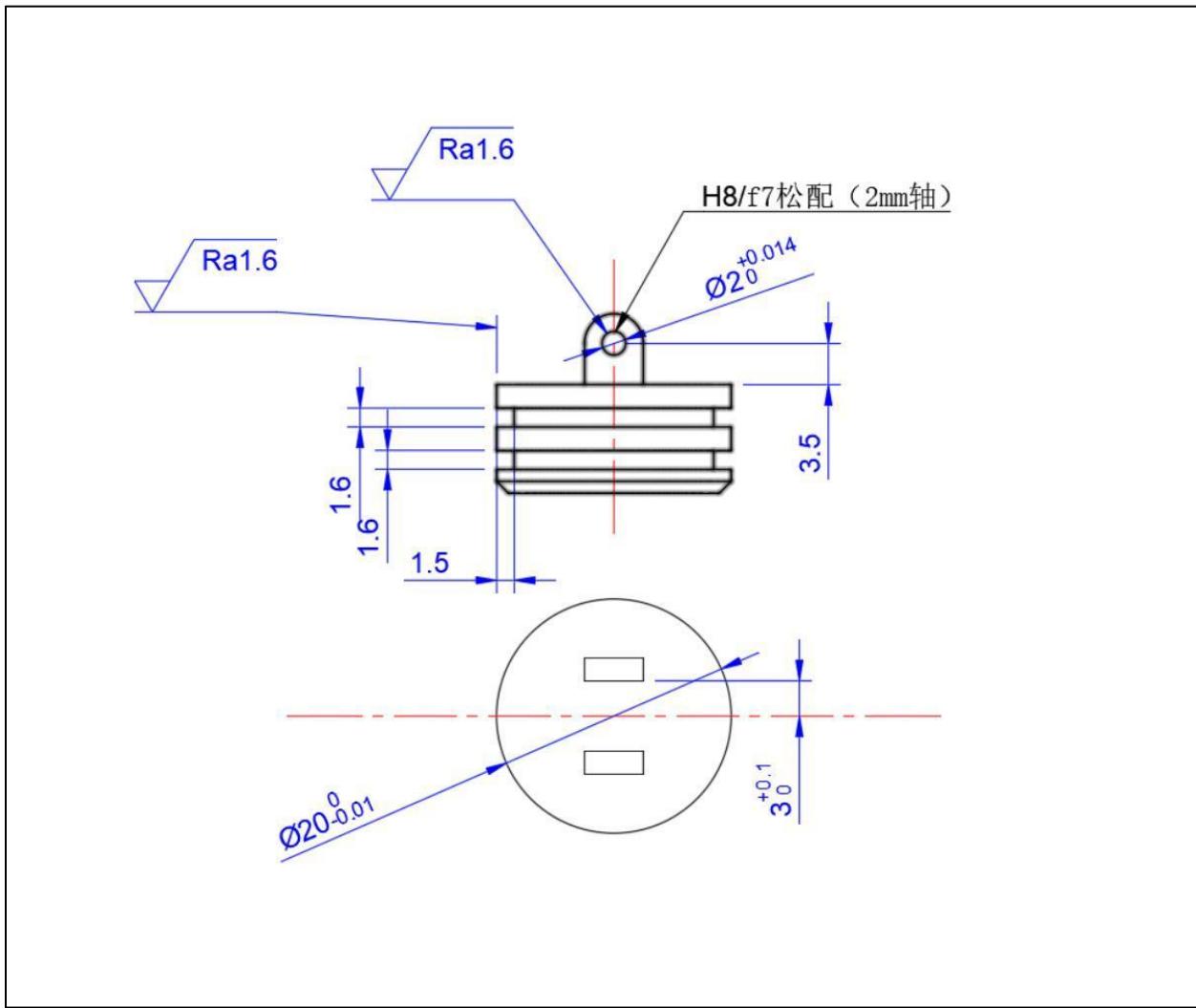
外径尺寸: $\Phi 23 \text{ mm}$

长度: 50 mm, 总体保持对称结构, 便于装配

底部结构: 小端连接轴 $\Phi 4.1 \text{ mm}$, 向上逐渐减径至 $\Phi 2.5 \text{ mm}$, 用于外部飞轮或偏心轮连接

表面粗糙度: 关键内孔标注 Ra 1.6, 确保良好滑动性能

视图类型: 主视图 + 端视图



配合直径: $\Phi 19.98$ mm, 公差为 $-0.01 / -0.02$ (f7 配合)

密封圈槽结构:

设置三道等距密封槽, 每槽宽约 $1.5\sim1.6$ mm, 深度及槽宽均匀, 利于嵌入标准 O 型圈

连接孔尺寸: 顶部穿孔 $\Phi 2.0$ mm, 公差 $+0.014$ (H8), 实现与连杆轴的松配合

整体高度: 约 10 mm, 紧凑结构便于活塞稳定滑动

表面粗糙度: Ra 1.6, 适用于中等精度滑动件

(二) 公差与配合分析

配合部位	配合类型	公差代号	实际间隙范围
气缸内孔-活塞外圆	滑动配合	H7 / f7	0.01 ~ 0.03 mm
活塞轴孔-连杆轴	松配合	H8 / h7	0.014 ~ 0.027 mm

该配合方式保证活塞在低摩擦状态下自由往复，同时结合密封圈与润滑脂的作用提升系统稳定性与密封性。

3.2 气缸迭代

3.2.1 第一版气缸活塞

为了方便进行加热及散热，将气缸设计为圆底的空心圆柱，圆底的设计可以使得当酒精灯在加热时可以更加均匀地接触更大面积的工质，提高加热的效率，从而提高发动机的工作效率。为了使得活塞在活动过程中兼顾灵活性及密闭性，使用一体式气口加工，保证气缸气流交换顺畅，由此建立了第一版模型。



活塞是斯特林发动机中的关键运动部件，依靠气缸内气体因加热膨胀产生的压力推动向上运动，进入气缸散热区域后温度下降，热能转化为机械能后停止运动；气体冷却收缩后，在连杆带动下活塞回到原位，完成一个循环。因此，活塞与气缸需要高度配合，保持良好的密封性和平稳运动。

在设计过程中，由于活塞体积较小，因此活塞采用整体圆柱外形，简化加工。活塞表面设置沟槽，用于在密封性不足时安装橡胶圈，提高气密性。同时，为简化装配，将连杆连接结构一体化设计到活塞上。

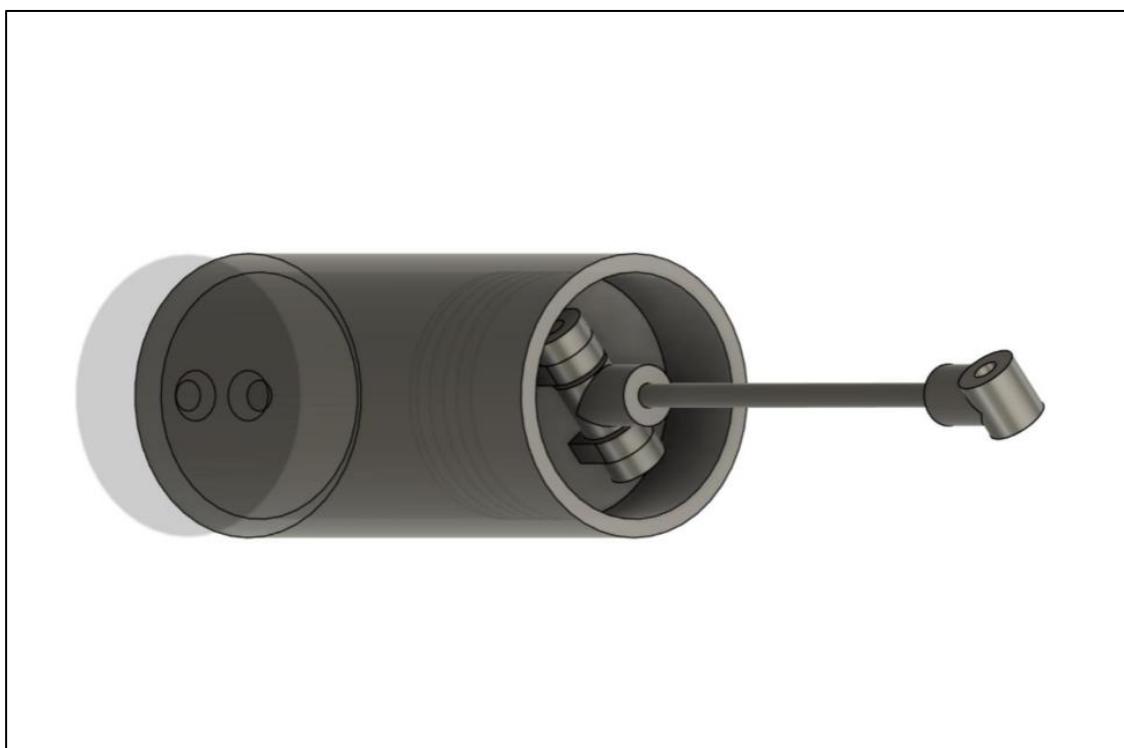
在第一版结构中，整体满足了密封性和连接结构要求，但实际运行中发现沟槽的棱角与气缸壁存在轻微干涉，局部摩擦较大；加装橡胶圈后摩擦力进一步上升，虽然气密性变好，但影响了运动顺畅性。后续设计可优化沟槽形状、倒角处理，减少摩擦，同时保留良好的密封效果。

活塞质量本身较小，减小了系统的惯性负荷，有效降低了活塞在运动过程中的惯性能量消耗，使得推动活塞所需的功率更为经济高效。



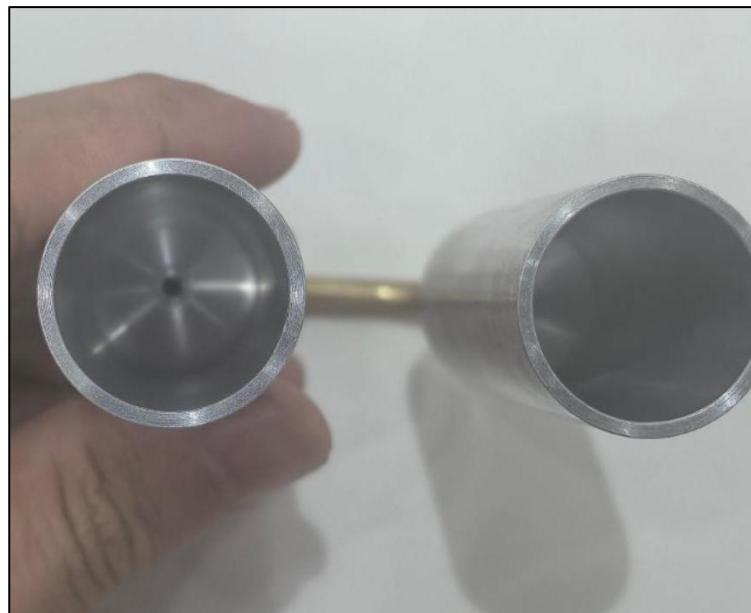
整体装配演示三维模型展示了气缸内部组件及配合结构：

- ①气缸本体：整体为圆柱结构，内孔直径为 20.00 mm (H7 公差)，外径 23 mm，长度 50 mm；
- ②活塞组件：配合气缸内径设定直径为 19.98 mm (f7 公差)，与活塞杆固定连接，并预留 O 型密封圈槽；
- ③连杆机构：通过小端圆孔与偏心轴或飞轮连杆连接，实现往复运动；
- ④端盖结构：气缸两端设有进气孔位（双孔结构），利于热端与冷端切换控制或用于压力监测。



实际尺寸图：





问题总结：

- ①气密性仍然有待提升，无法满足持续运行。
- ②活塞摩擦力太大，自生输出功无法抵消摩擦做工，与活塞沟槽棱角有关，某些部位摩擦力剧增。使用橡胶圈只会增大摩擦力。
- ③在给定转速下死区体积可能较大，而实际转速达不到。
- ④当前活塞连接件从用 3D 打印材料，不适用 150~180° C 的工况，限制了高温实测性能；

⑤目前气缸无散热片设计，若用于高温工况，可能产生积热或热膨胀影响；滑动寿命验证未充分：由于原型样机工作时间有限，尚未对密封圈磨损与润滑衰减进行长期跟踪测试；

⑥未采用导向结构（如导向套），部分情况下活塞运动可能偏摆。

后续优化方向：

- ①提升气缸活塞气密性，减小摩擦力。或换用合适的玻璃气缸配玻璃活塞
- ②继续减小死区体积。
- ③采用铝合金制作连接件，替代 3D 打印材料以适应高温运行。
- ④在冷缸外侧增设铝制散热传热结构，提高散热效率；
- ⑤优化轴系，通过引入双导轨、活塞滑套等方式减少偏心运动和不对称磨损。

3.2.2 第二版气缸

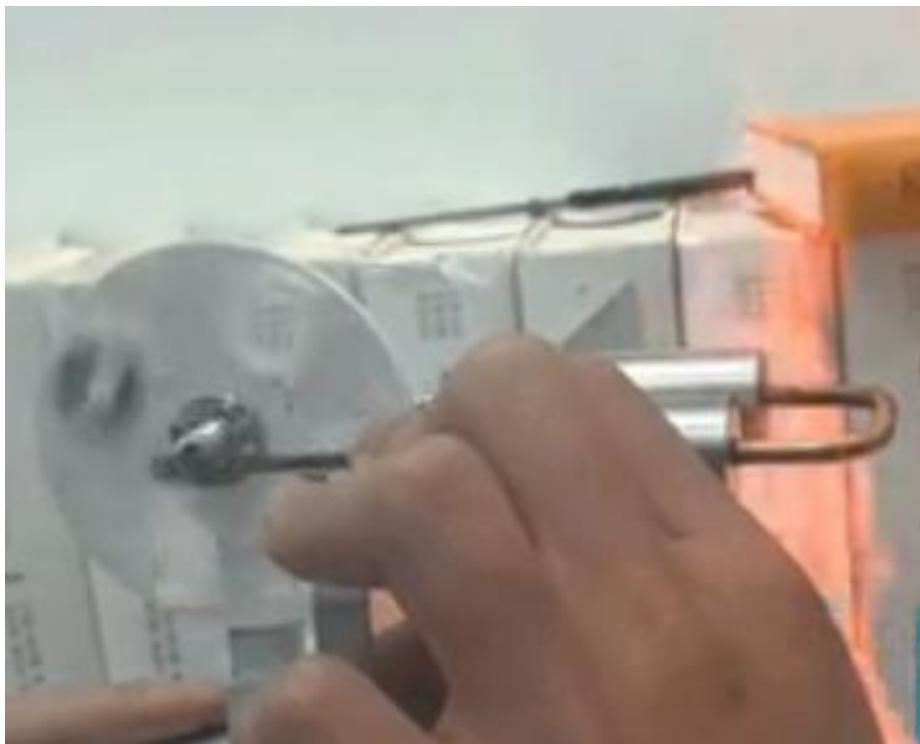
迭代和优化：考虑到第一版气缸在高温环境的失效，并没有成功验证。活塞气缸加工精度无法满足要求，为了将不同的变量一一验证，首先解决气密性不足，摩擦力较大的问题，第二版在原来基础上将内壁换为玻璃气缸，同时配相应玻璃活塞，用石墨涂抹润滑，连杆也换为了金属，死区体积经过重新计算后，确定好新版支架轴系位置，由于此版本整个斯特林发动机金属支架改版，冷缸活塞部分死区体积缩小到机械限制的最小体积。

外观为原金属气缸内壁安装合适大小玻璃空心管，玻璃管和气缸之间用三层橡胶活塞密封，搭配与玻璃管相适应的毛玻璃活塞，气密性大大增强，搭配石墨润滑后，摩擦力降到极低水平。

如图为冷缸和热缸空心石英玻璃配石墨涂抹后的活塞和装配实物图：



经过测试后发现，斯特林发动机能运行，但是需要在酒精喷灯下高温火焰，且运行时间不足两分钟（过高的温度会融化热杠气管连接处密封胶），并且运行速度较慢，实测 200rpm 左右。



分析发现死区体积仍然无法满足要求，简单计算后发现，当前机械位置限制下冷缸死区体积仍然占 40%以上。具体分析，冷缸与气管连接处空体积太大，活塞无法运行到最远端，甚至停在前二分之一处，导致死区体积过大，热效率极低，从而导致上述情况。

改进方向：

现在更换导气位置（由于意外破坏了部分气缸结构，并且高温会使加热处导气管密封失效），减小死区体积（包括冷缸和热缸）。

3.2.3 第三版气缸

经过上面分析以下是具体改进：

①改变冷缸与热杠的导气方式从而改变冷缸位置，使在活塞行程范围内将冷缸死区体积降到最小，同时锯掉一部分冷缸体积，用锯掉的圆底加无机高温胶密封，底部侧面钻洞用螺纹管导气。

②改变导气管位置为加热段前部，热缸中部，防止加热使密封胶失效，具体改进为在热缸和冷缸不同位置钻孔，再使用螺纹管导气。

③热缸气嘴处由于意外断裂，分析可能是金属疲劳，锯掉底部，将加后半截热缸底部换为石英玻璃试管，减小死区体积同时，传热更快。

除此之外，为了达到更好的气缸整体效果并且更加符合最终斯特林发动机的功率要求，需要对气缸所能产生的能量进行计算（详细计算放在理论计算部分）。实现效果实物图：



3.3 气缸设计总结

根据三代死区体积的实验情况可知，在后续的迭代中，将考虑进一步减少死区体积的存在，同时优化相关连接结构，由此来降低死区对整体循环效率的影响。同时，也将优化管道与腔体之间的连接方式，因为在当前连接状态下，虽然结构完成度较高，但仍存在一定程度上的无效容积，所以需要在改进连接形式的同时减少无效空间的出现。

除此之外，还需要对死区内的气体流动路径进行调整，使得气体能够在有限空间内快速完成循环过程，从而进一步降低因死区体积造成的能力损失，同时提升整个斯特林发动机的运行效率。

同时，在经过几次迭代后，发现影响死区体积对系统性能影响的主要因素包括连接部件设计的紧凑性、气体流动的连续性、以及结构本身的体积控制。而为

了获得更高效的工作性能，就需要对死区部分进行更加精细的体积控制和结构优化，这也是我的结构设计在下一步将要迭代的方向。

4 模型迭代

4.1 模型迭代 V1.5

4.1.1 改进设计与测试反馈

在初代α型斯特林发动机原型机完成装配与测试后，暴露出一系列结构性、材料适应性与机械运动一致性方面的问题。针对初版结构暴露的短板，团队对系统各关键部件进行了全面的升级优化，形成了改进型结构 V1.5。以下从初代问题出发，结合 V1.5 测试反馈，详细总结改进设计的成效与新阶段所面临的问题，并提出后续设计方向。

4.1.2 主要问题

热缸气密性不足：

初版在热缸密封性方面设计不够严谨，未充分考虑高温下气体扩张所导致的密封面失效问题。活塞与气缸之间存在微小缝隙，导致工作腔在高温膨胀阶段出现明显泄压现象，直接降低了功循环输出功率与系统能效比。

木质结构热稳定性差：

木制底座虽然在成本与加工便利性上具有优势，但其热稳定性差。在热缸连续受热过程中，木质支架与金属气缸的热膨胀系数差异显著，导致安装缝隙逐渐扩大，甚至在高温区域出现碳化、冒烟等情况，影响装配稳定性与运行安全。

热端连接件材质不合理：

尽管已替换热端导气管为黄铜材质，但部分连接热缸与连杆、主轴的结构仍使用工程塑料件。测试发现，这些部件在酒精灯火焰长期辐射下软化变形，甚至部分熔化断裂，严重影响热端结构的整体性与传动连续性。

飞轮锁紧机构滑移：

原设计采用螺丝压紧+螺纹胶组合方式来固定飞轮与主轴，但受限于装配精度与热胀冷缩影响，在运动中出现飞轮转动角度缓慢漂移的现象，导致相位角错

乱，严重干扰气缸—活塞—飞轮的协调驱动关系。

初代问题的改进措施：

针对上述问题，团队在 V1.5 版本中开展了如下优化改进：

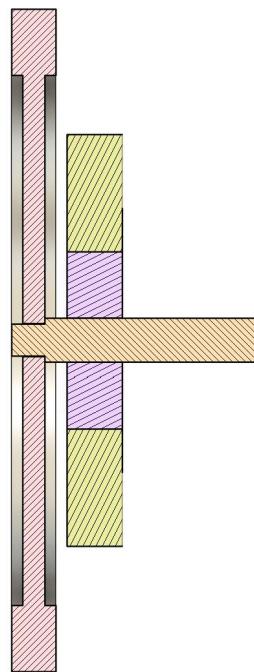
热端结构全面金属化：

将热缸区域的所有支撑与连接件更换为金属材料，有效提升其耐高温能力，同时物理分隔热缸与冷缸区域，避免热量传导干扰低温腔工作状态。

螺纹锁紧与轴系精度提升：

飞轮与主轴的连接方式改为机械螺纹锁紧结构，提升扭矩承载能力并增强轴向定位可靠性。同时主轴与飞轮均采用 CNC 加工，提升同轴度与旋转平衡性，优化整体装配质量。

α型斯特林发动机 V1.5（改进部分）



尽管改进型 V1.5 在多个方面有所优化，但测试中仍发现部分新问题，这些问题集中于装配精度、材料热适应性和结构稳定性等方面：

飞轮安装偏心问题：

飞轮与主轴的连接处因供应商在螺纹清根不彻底，造成飞轮装配后轻微偏心，飞轮旋转过程中存在轻微跳动，影响动平衡，降低传动系统效率，并带来不必要的

的附加载荷。



止退环限位能力不足:

当前仅在主轴一侧设置止退环对飞轮进行限位，在长时间运行或启动冲击力作用下，飞轮可能发生轴向窜动，导致主轴外圈与木板产生干涉，引发噪声、磨损或卡滞现象。



木板热稳定性依然不佳:

虽然调整了热源布置，但底座依然采用木材，受热持续作用后，局部区域继续碳化并释放烟雾，孔位热胀冷缩后出现松动，进一步影响气缸安装垂直度与活塞运动精度。

金属活塞与气缸间摩擦力大:

实测中发现部分气缸段与活塞配合间隙不均，特别是在高温膨胀状态下，活塞与气缸局部接触面摩擦系数升高，显著增大了飞轮起动转矩，阻碍发动机启动或持续旋转。

飞轮质量不可调节:

当前飞轮设计为整体实心结构，无法调整转动惯量，在实验中难以进行负载变化模拟或能量存储性能调试，制约了发动机在不同热输入条件下的响应性能测试与系统特性分析。

4.1.3 后续优化方向:

从初版到 V1.5 改进的过程表明，本项目的设计方案在结构可扩展性、成本控制与加工适配性方面具有一定优势，系统具备良好的演示与验证基础。然而，要实现稳定的热机自驱动运行，仍需在如下方向持续优化：

轴系装配精度优化：加强飞轮与主轴连接段的清根工艺要求，采用高精度滚压或线切割制造工艺，提升同轴度；

多点限位设计：在飞轮两侧均布设止退环，或引入双轴肩台阶配合结构，防止轴向滑移；

更换底板材料：引入耐高温复合材料（如环氧玻纤板、陶瓷复合板），替代木材，提升热稳定性和结构刚度；

精细配合活塞-缸体系统：优化配合公差，并采用润滑涂层或精磨处理降低摩擦系数；

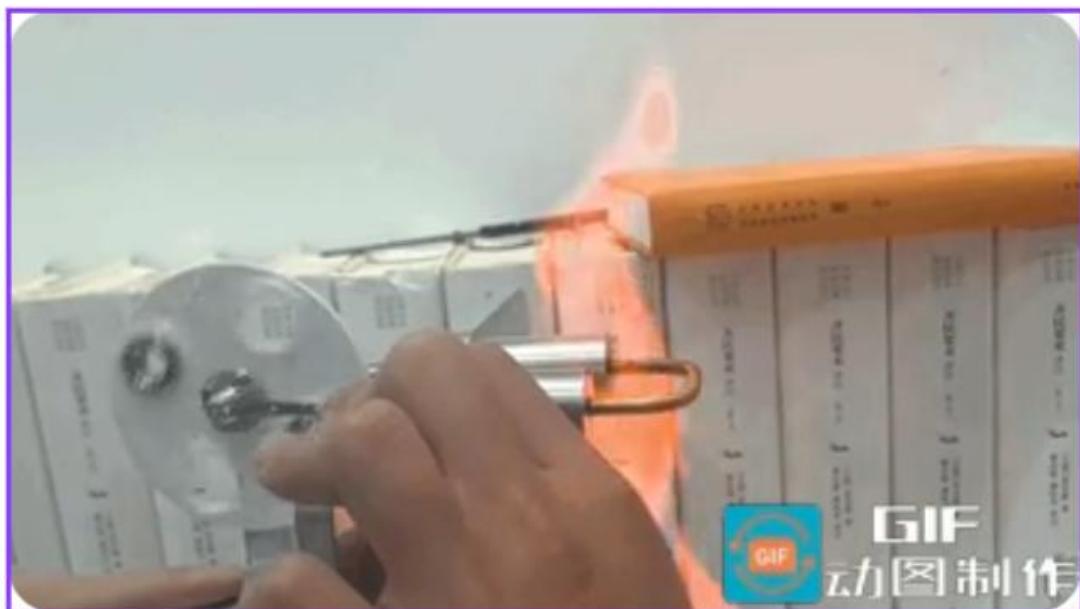
引入可调配重飞轮结构：设计模块化飞轮，通过更换外圈或加装配重块实现转动惯量调整，支持不同工况下的动态测试。

通过以上策略的实施，预计系统将在结构强度、热工适应性与力学响应协调性方面显著提升，为下一阶段的闭环仿真、控制算法植入与能量效率分析提供坚实的硬件基础。

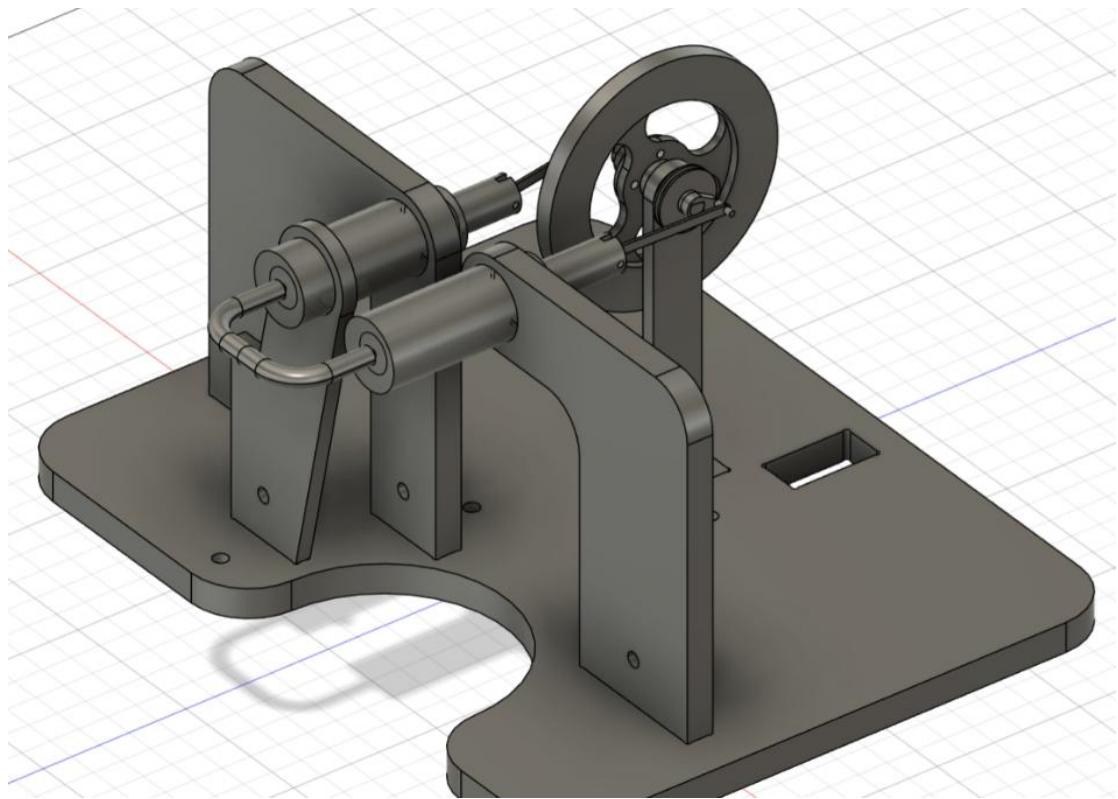
4.2 模型迭代 V2.0

4.2.1 运行反馈

α型斯特林发动机 V2.0运行效果



在经历初版与 V1.5 阶段的多轮设计尝试与实验测试后，团队针对结构松动、材料耐热性不足、运动系统不稳定等问题，继续开展第三轮产品迭代，形成了 α 型斯特林发动机 V2.0 版本。本轮迭代以“增强运行稳定性、优化散热与气密结构、提升模块化调试能力”为核心目标，在飞轮结构、轴系布置、材料选型与气缸装配精度方面进行了系统优化，初步实现了从“工程试作”向“可控稳定运转”的过渡。



4.2.2 结构设计与功能亮点

高强度金属框架结构

V2.0 结构采用全金属机架，结合机械锁紧、螺纹紧固及轴肩限位等方式，实现整体装配刚性大幅提升。实测运行过程中未见任何松动或错位现象，长期运转稳定性显著增强。



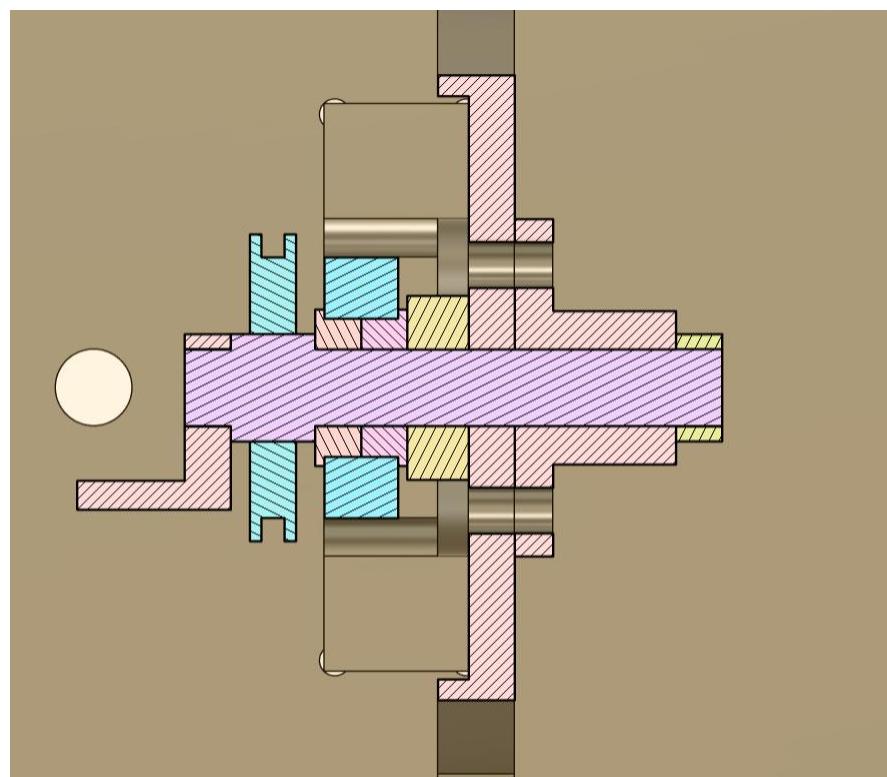
可调质量飞轮结构设计

飞轮引入可调配重模块，可根据系统需要快速替换边缘负重块，灵活调整转动惯量与惯性分布中心。该设计使得在不同热输入、负载条件下均能实现动力学特性微调，显著增强飞轮的匹配适应性和测试灵活性。



精密轴系与摩擦优化设计

整套轴系采用高精度 CNC 加工组件，通过金属轴箍、螺纹压紧与双止退限位等方式完成锁死。同时引入推力球轴承，不仅有效抵抗轴向载荷，还降低了运动摩擦力与能耗，提升了系统的运转平顺性与可靠性。



气缸-活塞高气密配合系统

本版本气缸采用高硼硅玻璃材质，兼顾良好的热稳定性与可视化观察功能。活塞与气缸间采用极小公差设计配合，摩擦小、密封性佳，确保在温差作用下仍维持工作腔压力稳定，有利于热机高效运行。

相位角可调锁定结构

采用阶梯式 D 形轴结构，使飞轮角度可在预设范围内灵活调整，并通过轴肩配合与多点螺纹压紧结构实现相位角的精准锁死。该改进大大提升了活塞行程匹配精度与力学同步性。

轴承系统升级

应用了双法兰限位结构的深沟球轴承，有效提升了轴的同轴度控制精度，运行过程中轴向与径向位移大幅减少，进一步增强了长期高速运转下的结构稳定性与轴承寿命。

低成本单功能金属部件设计

除了气缸等关键部件采用高性能材料外，其余零件设计遵循“单功能、易加工、成本可控”的原则，普遍选用通用金属材质加工，既提升了组装便捷性，也降低了批量试制成本。这批我们采用的主要加工商是铨洲制造（<https://www.gy2025.com/#/home/proofing>），对于单面特征的金属件价格非常便宜，缺点是误差会稍微大一点，但都在接受范围之内

	底板3.step 模型号:S1167285 尺寸: 125.00*105.00*9.00 加工工艺: CNC 2D: 螺纹: (点击查看)	铝合金6061 表面标准处理 最严公差: GB/T 1804-2000 M级	1	¥ 33.80	¥ 33.80	¥ 33.8	--
	大底板.step 模型号:S1167287 尺寸: 125.00*105.00*9.00 加工工艺: CNC 2D: 螺纹: (点击查看)	铝合金6061 表面标准处理 最严公差: GB/T 1804-2000 M级	1	¥ 27.80	¥ 27.80	¥ 27.8	--
	轴承固定座.step 模型号:S1167291 尺寸: 118.50*37.00*10.00 加工工艺: CNC 2D: 螺纹: (点击查看)	铝合金6061 表面标准处理 最严公差: GB/T 1804-2000 M级	1	¥ 17.80	¥ 17.80	¥ 17.8	--
	底板4.step 模型号:S1167293 尺寸: 130.30*44.08*5.00 加工工艺: CNC 2D: 螺纹: (点击查看)	铝合金6061 表面标准处理 最严公差: GB/T 1804-2000 M级	1	¥ 7.80	¥ 7.80	¥ 7.8	--
	曲柄左.step 模型号:S1167299 尺寸: 10.86*10.00*7.00 加工工艺: CNC 2D:	铝合金6061 表面标准处理 最严公差: GB/T 1804-2000 M级	2	¥ 6.80	¥ 13.60	¥ 13.6	--
	短杆.step 模型号:S1167367 尺寸: 44.95*4.00*1.00 加工工艺: CNC 2D:	铝合金6061 表面标准处理 最严公差: GB/T 1804-2000 M级	2	¥ 6.80	¥ 13.60	¥ 13.6	--
	长杆.step 模型号:S1167370 尺寸: 54.95*4.00*1.00 加工工艺: CNC 2D:	铝合金6061 表面标准处理 最严公差: GB/T 1804-2000 M级	2	¥ 6.80	¥ 13.60	¥ 13.6	--

4.2.3 存在的问题与不足

尽管 V2.0 版本在结构刚性、运动稳定性、热隔离设计方面取得显著提升，但测试中仍暴露出一些新的问题与潜在风险点：

轴承规格边界承载能力不足

当前所选轴承直径略偏小，极限承载力有限。在高负载、高转速工况下存在承载疲劳风险，旋转精度也难以完全保持。

高速状态下轴系动态不平衡

部分飞轮配重仍存在制造误差，导致在高转速 (>300rpm) 下出现轻微偏心振动，引发轴系晃动，降低系统效率并影响轴承寿命。

热缸加热效率不理想

现阶段使用酒精喷灯作为热源，加热集中度有限，加热时间较长，热缸难以迅速

建立所需温差，尤其在环境温度较低时更显不足。

4.2.4 实测运行效果分析

在实际燃烧测试中， α 型斯特林发动机 V2.0 展现出更优的稳定性和一致性：

运行转速初测达 220 rpm，相较于 V1.5 版本有显著提升；使用酒精喷灯作为热源，燃烧集中、加热均匀，虽然持续时间受限，但可实现短时间稳定运转；系统响应较为灵敏，飞轮自启动能力初步具备；系统震动控制表现良好，操作安全性和视觉效果均有较好提升。气缸区域无明显泄漏或渗气，说明气密性改进基本达标。

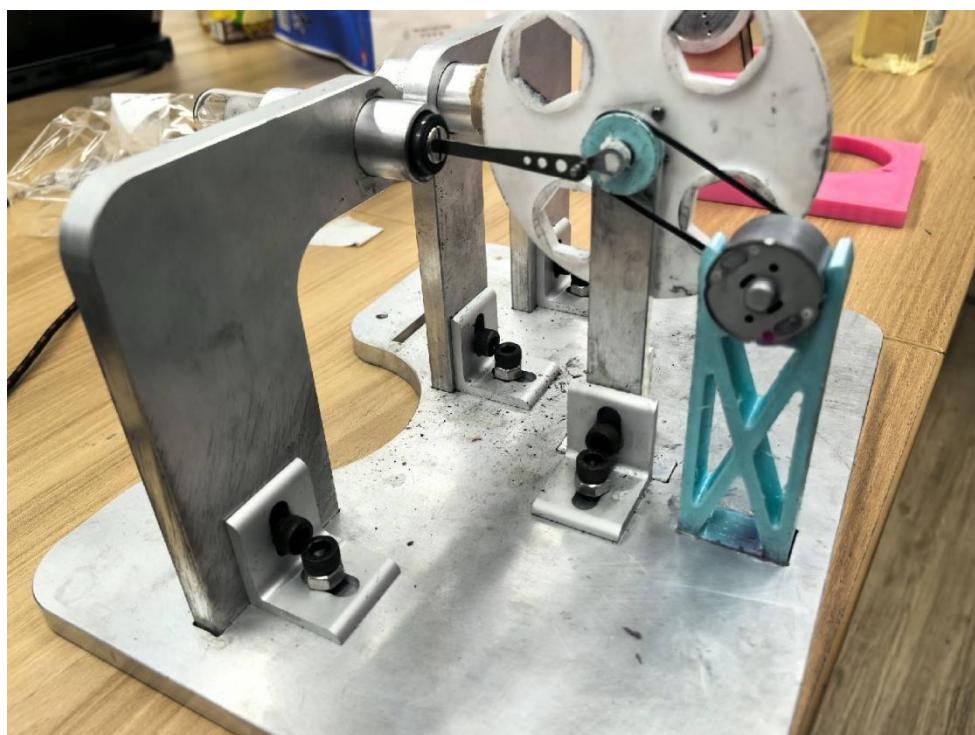
α 型斯特林发动机 V2.0 设计代表了本项目从基础验证到结构优化的重要转折点。其在飞轮模块化设计、气密性提升、轴系稳定性增强方面取得了里程碑式突破，为后续动力测试、热工优化与控制系统引入打下了坚实基础。通过本轮设计迭代，团队初步掌握了复杂热机系统从“理论—构型—装配—测试—改进”的工程闭环逻辑，也具备了向更高频、更高效、闭环控制型斯特林热机演化的能力与技术储备。

由于长时间加热，拆装使用热缸导致导气孔损坏，于是只能使用现有的玻璃气缸，玻璃气缸在整体的使用中由于我们是直接按参数购买合适尺寸的玻璃，实际上并不能完美配合，有的是过盈配合，有的是间隙配合，在我们多次测试测量，找到了最终的匹配方案，并加入我们的微米级石墨粉，最终在满足气密性良好的同时，也能达到良好的润化需求而且由于直接采用紧配装入金属气管的气密性和圆柱度没有那么好，所以采用空心丝柱导气管来作为导气管，根据现有的金属气缸使用角磨机和砂轮机进行加工攻丝并且打磨。在连接处封口，我们采用耐高温无机胶进行密封与修补，将截掉的导气孔进行密封，更改后的导气效果气密性良好，通过夹紧螺纹副的效果良好。并根据新的加工效果进行建模，不仅优化了缸体气密性的问题，也优化了死体积原来占比过大的问题。最终实现了连续加热 40 分钟仍能平稳转动的优秀效果

4.3 α 型斯特林发动机 V3.0

4.3.1 最终优化设计与运行表现

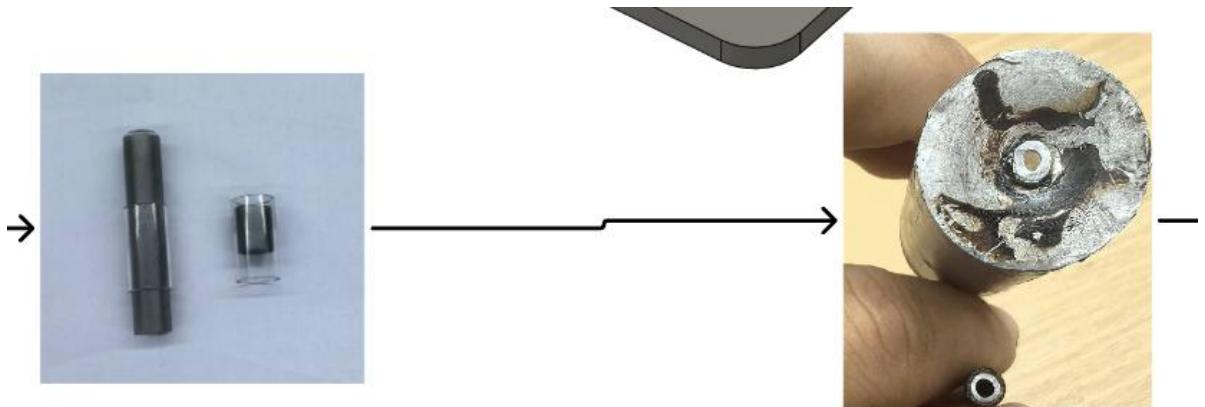
在经历 V1.0 至 V2.0 阶段的多轮迭代与实验反馈后，项目进入最终工程优化阶段。 α 型斯特林发动机 V3.0 版本主要聚焦于气缸气密性与加工适应性优化、导气系统结构升级以及长时热工稳定性提升，成功解决了前几代版本中反复出现的密封失效、结构干涉与持续运行不稳定等关键问题，达成了“高气密、高润滑、长时间稳定转动”的核心目标。



4.3.2 气缸系统与润滑结构优化

气缸选型与装配匹配问题分析

鉴于此前金属气缸在连续加热及多次拆装过程中出现导气孔疲劳损坏，V3.0 版本决定全面更换为高硼硅玻璃材质气缸。玻璃气缸虽然在加工公差控制方面存在一定局限，导致不同批次之间配合精度不一（部分为过盈配合，部分为间隙配合），但通过多次测量与实测筛选，最终选定了最适匹配的缸—活塞组合方案。



引入微米级石墨粉润滑介质

为同时满足低摩擦与高密封要求，项目引入微米级石墨粉末作为固体润滑材料，填补微间隙，同时提升配合表面润滑性能。测试中石墨粉不仅改善了滑动阻力，还在一定程度上起到了密封补偿作用，使系统在无外部润滑剂条件下仍能保持稳定运行。

4.3.3 导气系统结构升级

气密性结构重构与材料替换

由于玻璃气缸采用紧配方式装入金属导气结构，其本体圆柱度与封闭性无法完全满足原有设计的加工精度需求。为解决该问题，V3.0 采用了空心丝柱导气管，结合新的结构重新布置气流路径，提升导气均匀性并增强气密闭合性。

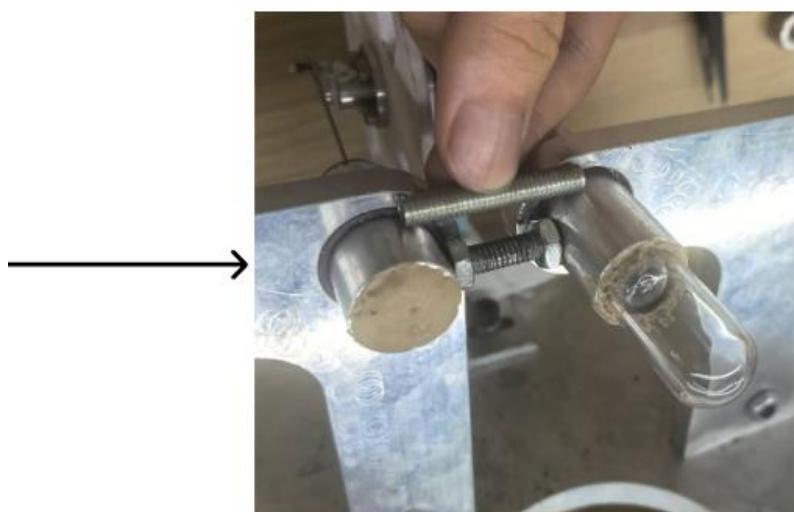
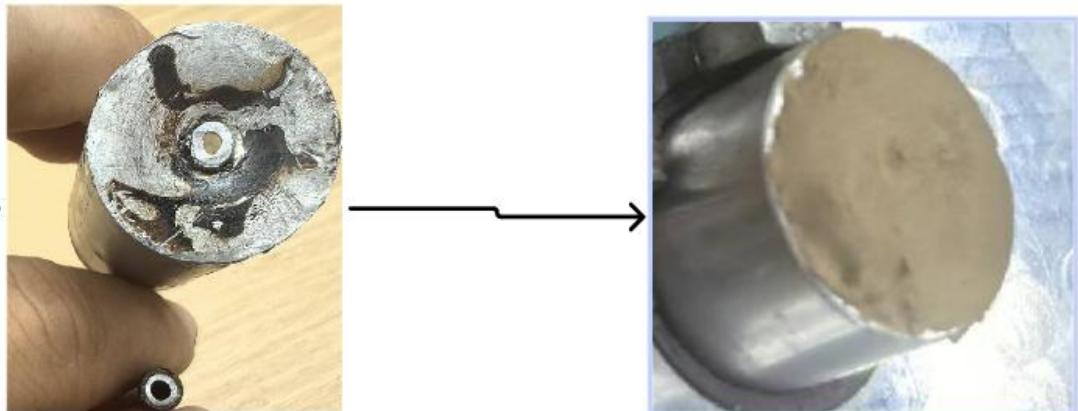
精密加工与界面修复方案

在现有金属结构基础上，团队采用角磨机与砂轮机组合加工方式，对原气缸连接部位进行精细攻丝与表面打磨处理，确保其与空心导气丝柱达到可靠连接；原导气孔由于损伤被截断，改用耐高温无机胶进行封口修复，并确保新通路密封完整、界面稳固。

夹紧螺纹副实现高可靠连接

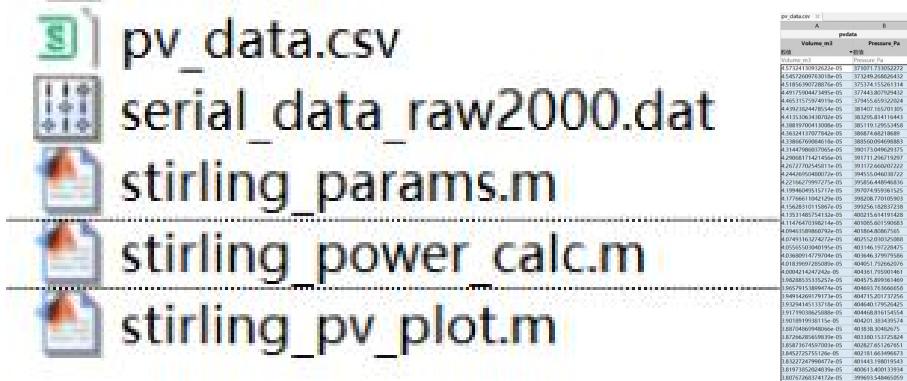
所有导气管接口均采用金属夹紧结构+螺纹副锁定方案，在高温高压工况下保持

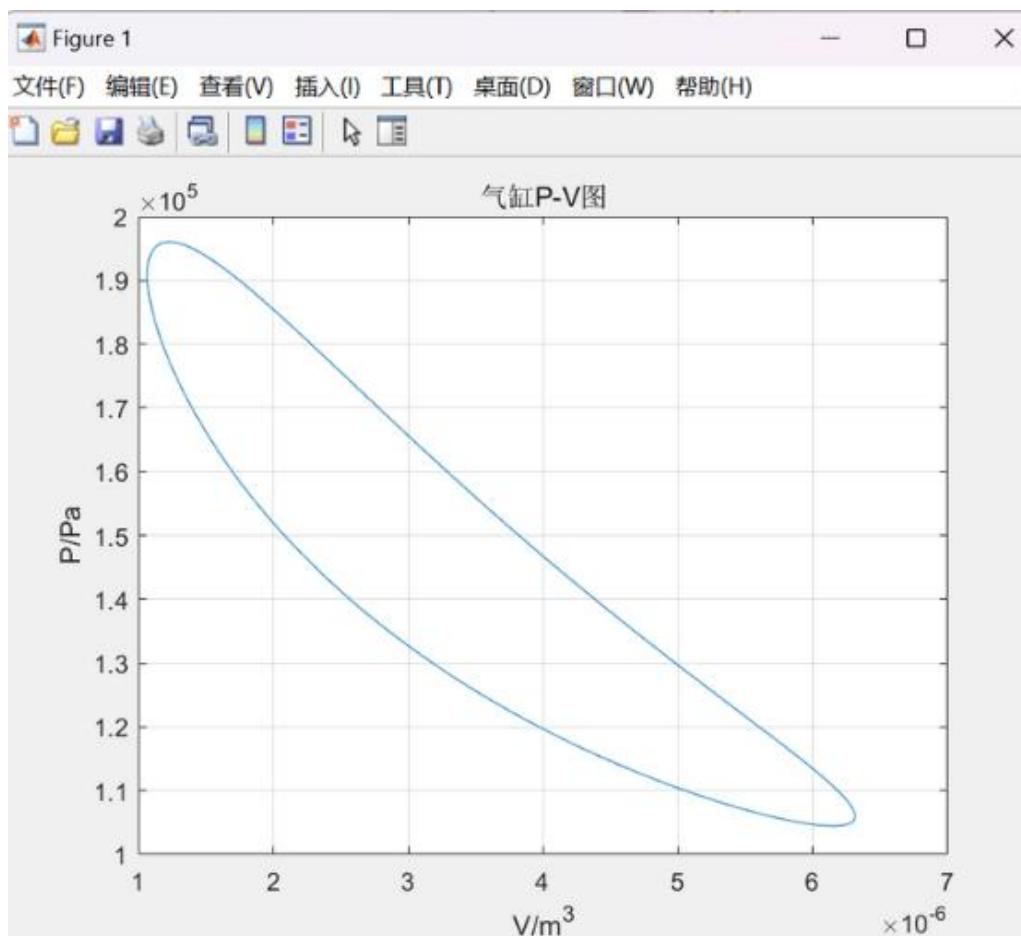
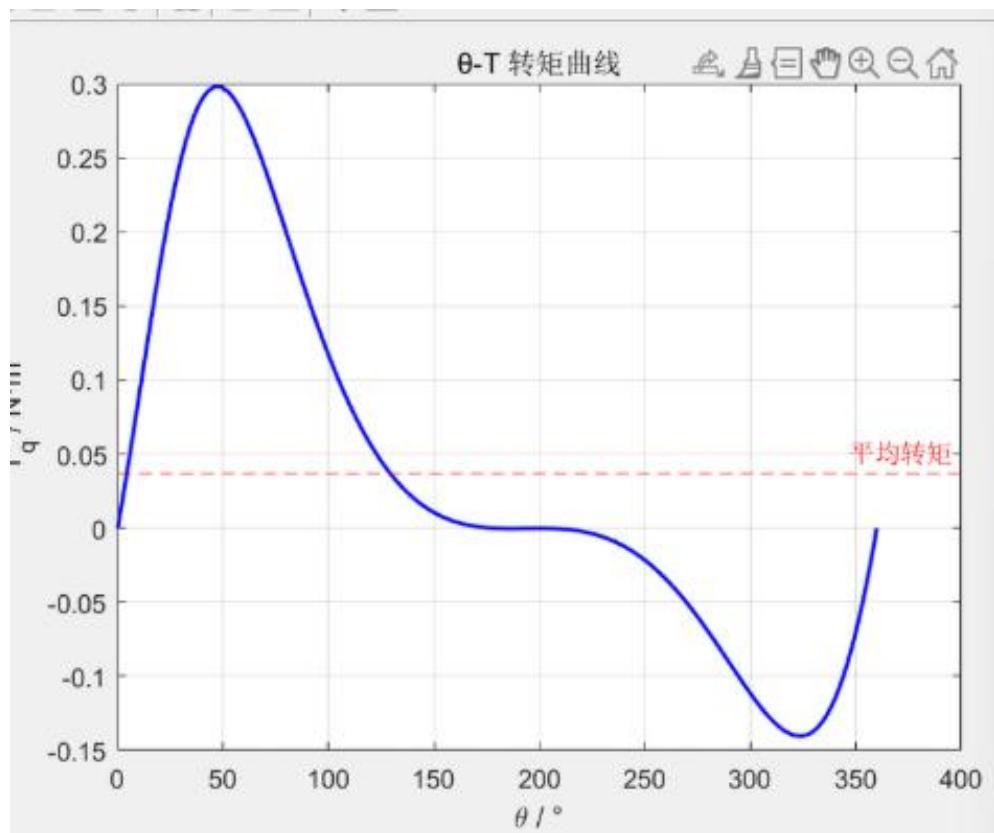
气体通路的长期稳定密封性，有效规避因热胀冷缩引发的松动与泄漏。

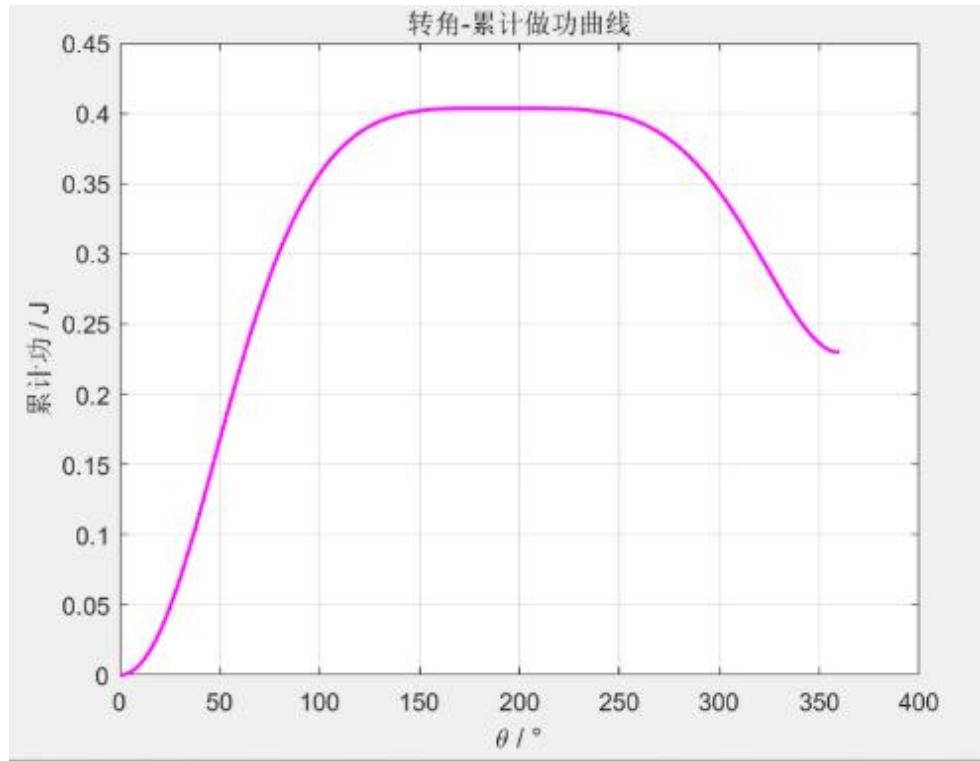


4.3.4 热力学计算优化

根据优化之后的斯特林模型，修改 `stirling_params.m` 中的参数，进行新一轮的热力学计算优化与热效率评估







```

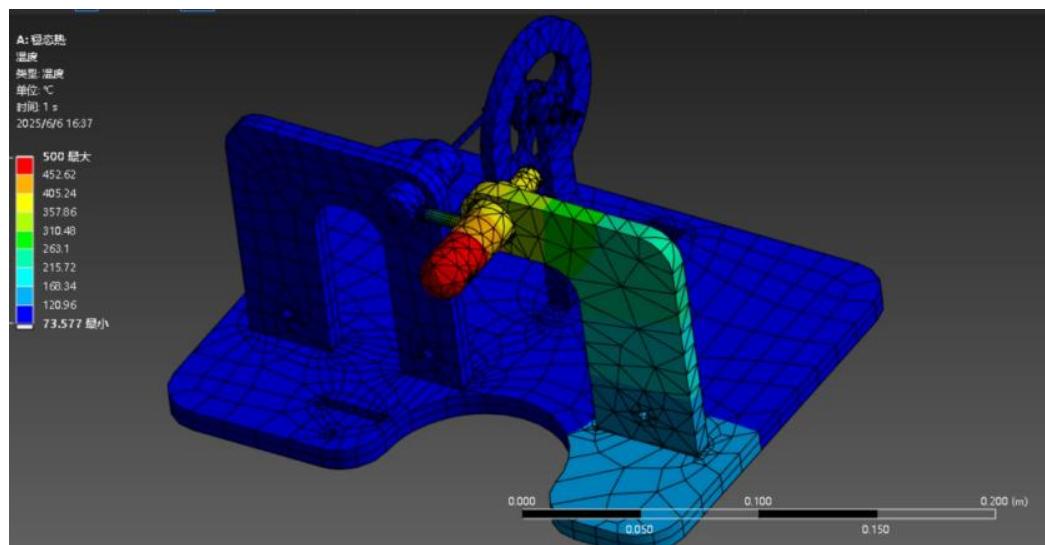
stirling_pv_plot.m  stirling_power_calc.m  +
1 clc; clear;
2 run('stirling_params.m'); % 导入参数文件
3
4 %% Step 1: 参数设置
5 % 曲柄角度设置
6 theta_deg = linspace(0, 360, 500); % 角度 [°]
7 theta_rad = deg2rad(theta_deg); % 转为弧度
8
9
10 %% Step 2: 气压与推力计算
11 P_gas = P_base * (1 + c) ./ (1 - c * cos(theta_rad - phi)); % 气压曲线
12 F_p = (P_gas - P_base) * A_p; % 相对于大气压的推力 F(θ)
13
14 %% Step 3: 推力 → 力矩计算
15 F_t = F_p .* (sind(theta_deg) + 1 ./ (2 * lambda) .* sind(2 * theta_deg)); % 周向力分量
16 T_q = F_t * R; % 瞬时转矩 [N·m]
17
18 %% Step 4: 平均转矩与功率计算
19 T_qm = trapz(deg2rad(theta_deg), T_q) / (2 * pi); % 平均转矩
20 n = 200; % 转速 [rpm]
21 Work = 2 * pi * T_qm; % 每转一圈做功
22 L_i = Work * n / 60; % 输出功率 [W]
23
24 fprintf("平均转矩 T_qm = %.4f N·m\n", T_qm);
25 fprintf("每转一圈做功 Work = %.4f J\n", Work);
26 fprintf("输出功率 L_i = %.4f W @ %d rpm\n", L_i, n);
27
命令行窗口
平均转矩 T_qm = 0.0366 N·m
每转一圈做功 Work = 0.2297 J
输出功率 L_i = 0.7657 W @ 200 rpm
>>

```

生成了新一轮的 P-V 图像力矩、theta-P 的模拟图像，再根据第二次测算的角速度进行力-做工-功率的计算。

4.3.5 优异散热布局

热缸与金属架的固定口存在一点间隙，防止热量通过金属支架传导到冷缸，虽然整体的大面积散热区域足以使热量达到冷缸前散失，多一重散热保险。冷缸和金属支架紧密连接，保证外金属架可作为良好的散热导体，实测和仿真都证明该设计的优异性。



使用 6061 铝，热传导率：167-202 w/ (m.k)，设置空气对流：4 w/ (m.k)) 进行热仿真。

实测温度冷缸可用手触摸，温度在 50 摄氏度以下。

4.3.6 建模优化与死体积控制改进

在完成气缸与导气系统结构调整后，团队同步更新了 ADAMS 建模中的几何结构，以反映新的连接布局与缸体尺寸。通过对导气孔位置、容积形状以及死体积（dead volume）的重新优化，显著降低了系统中非参与做功的无效容积，提升了单位热输入下的有效功输出能力。该改进对提升热效率与系统响应灵敏度具有关键作用。

4.3.7 运行表现与热工稳定性测试结果

V3.0 版本经过多轮连续点火测试，最终实现了优异的运行效果：

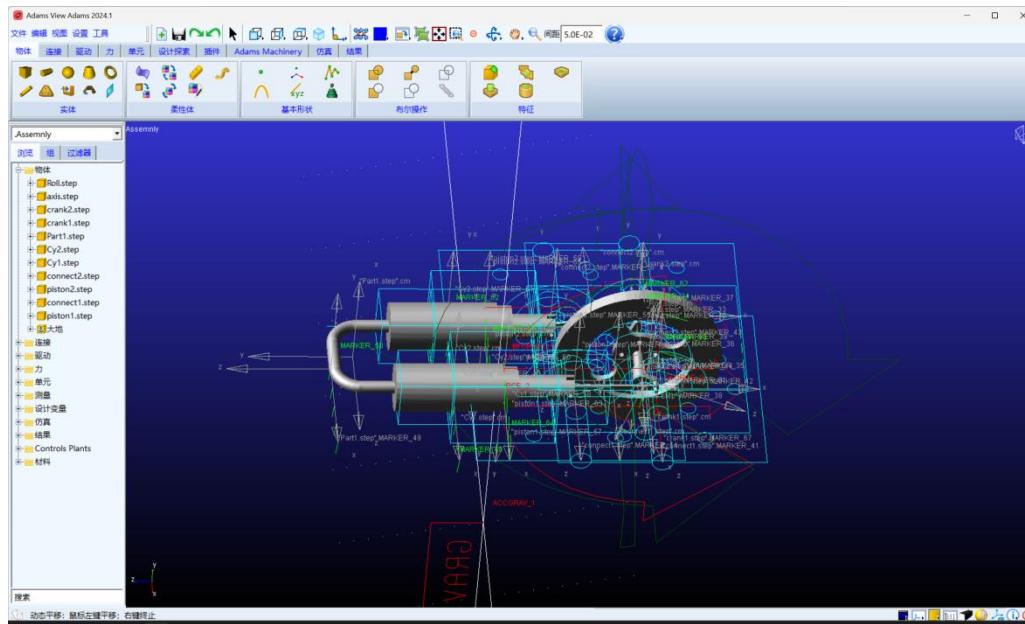
连续加热时间达 40 分钟：热缸稳定性大幅提升，未见结构变形、松动或热崩；气密性良好，系统无明显泄气现象，实际观测中可持续稳定旋转，压缩腔压力波动在可控范围内；润滑效果稳定，活塞往复运动顺畅，无卡顿或拉伤痕迹；整体装配一致性好，调试后运行无多余震动或跳动；飞轮旋转平稳、相位角保持良好，动能传递协调性优异。

整体来看，V3.0 成功实现了从结构迭代、热工适应、材料选型到气动传热路径全面协同的目标，是本项目当前阶段的最优工程实现方案。

5 仿真计算

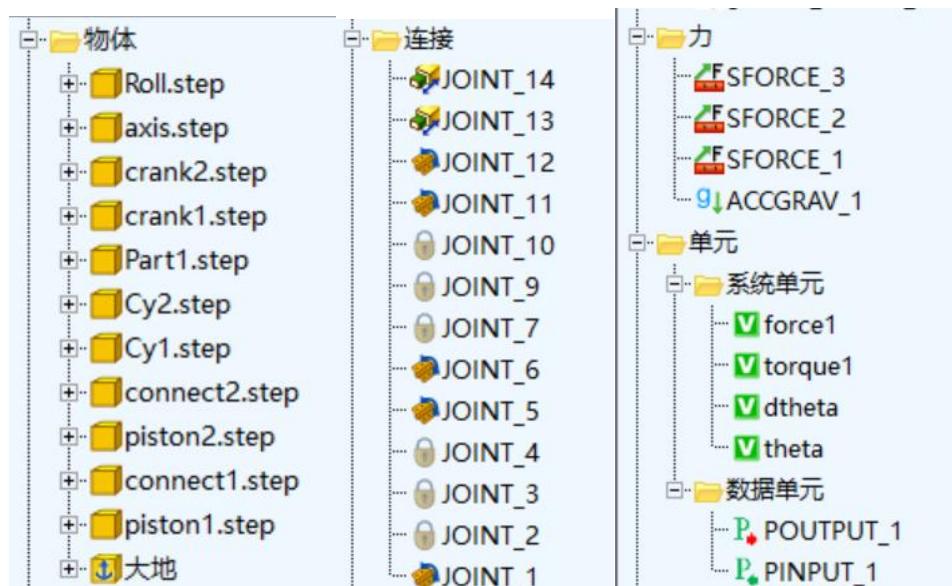
5.1 Adams 仿真建模

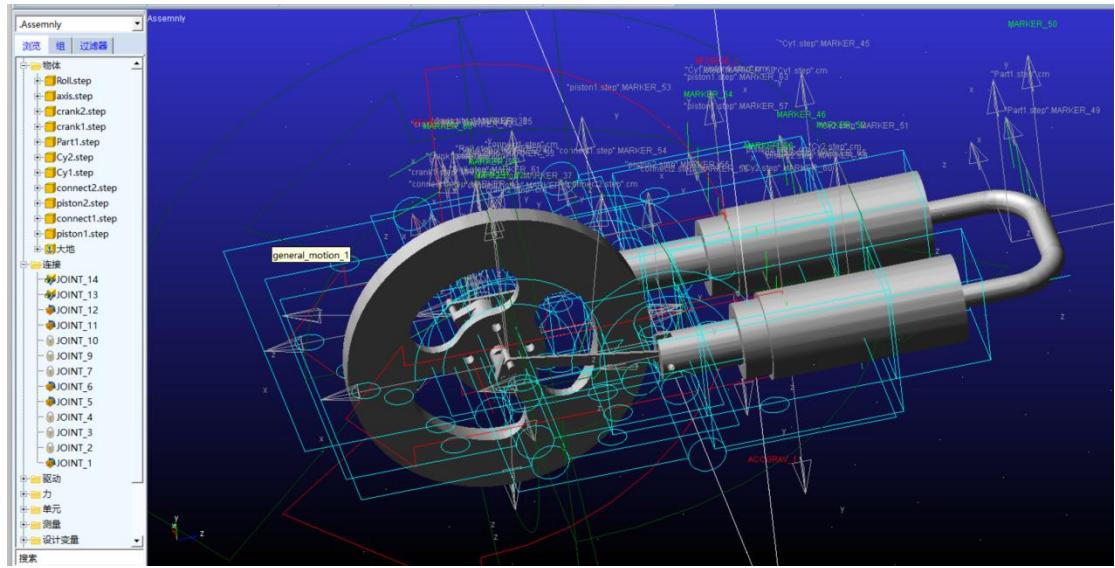
5.1.1 建模目的与思路



导入已经建立的模型，用 ADAMS 进行动力学建模：用于模拟活塞、连杆、飞轮等部件在斯特林循环下的真实运动，获取曲轴角度反馈至 Simulink。

5.1.2 模型结构与部件定义





旋转副:

两个连杆分别连接在压缩缸与膨胀缸一侧，通过旋转副分别连接：一端连接曲柄（即飞轮上的偏心轴），一端连接活塞尾部，每个旋转副允许连杆相对于相邻部件（曲柄或活塞）自由旋转，形成经典的“活塞-连杆-曲柄”机构。

对应模型中如：JOINT_5、JOINT_6、JOINT_10、JOINT_11

平移副:

此类约束在 ADAMS 中通过“平移副”实现，限定活塞在 Z 方向（或任意指定轴线）作往复运动。

对应模型中如：JOINT_3、JOINT_4、JOINT_7、JOINT_8

固定副:

整个发动机的基座或壳体需通过固定副约束到 ADAMS 的世界坐标系，以提供参考系并避免整体漂移。

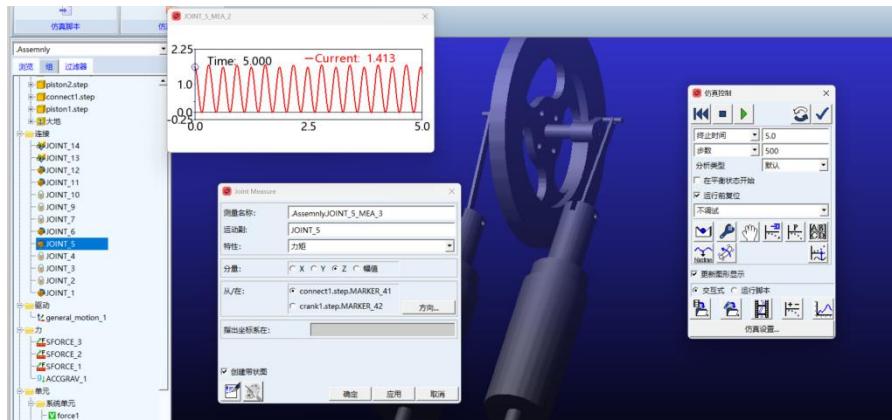
对应模型中如：JOINT_2 或 JOINT_3，通过“Fix to Ground”实现。

5.1.3 摩擦系数调整

摩擦材料	滚动摩擦力臂 k /mm	摩擦材料	滚动摩擦力臂 k /mm
软钢与软钢	0.5	表面淬火车轮与钢轨	
铸铁与铸铁	0.5	圆锥形车轮	0.8~1
木材与钢	0.3~0.4	圆柱形车轮	0.5~0.7
木材与木材	0.5~0.3	钢轮与木面	1.5~2.5
钢板间的滚子(梁之活动支座)	0.2~0.7	橡胶轮胎对沥青路面	2.5
铸铁轮或钢轮与钢轨	0.5	橡胶轮胎对土路面	10~15

设置摩擦力，在设置摩擦力的过程中，由滚动摩擦力臂表可知，金属间的滚动摩擦力约为 0.5。

5.1.4 力矩与角速度仿真测量



测量选取了位于膨胀侧活塞连杆与曲柄连接处的旋转副 JOINT_5，在该关节上设置了关节力矩（Torque）测量量（Joint Measure）。其具体配置如下：

测量目标：JOINT_5（连杆-曲柄连接处）；

测量类型：力矩（Torque）；

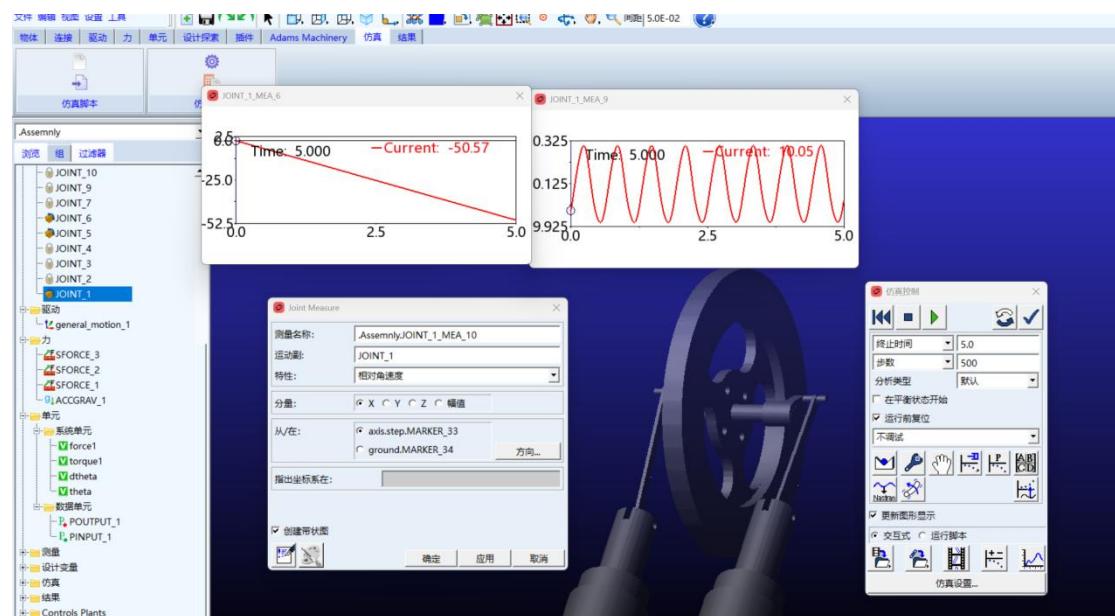
测量方向：Z 轴方向，即绕旋转轴线的力矩；

坐标参考：以 connect1.step 的 MARKER_41 为参考对象，测量其相对于

crank1.step 的 MARKER_42 的扭矩作用。

在仿真运行 5 秒过程中，力矩测量结果以波动曲线形式显示。图中所示红色曲线表示该转动副在整个循环过程中所经历的周期性驱动力矩，其峰值约为 $2.2 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，最低接近 $0 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，展现出符合热机驱动特性的周期性输出。

该测量结果一方面可用于验证 Simulink 中气压模型计算的力矩是否与实际动力学响应相符，另一方面也可作为评估飞轮尺寸匹配与系统动力平衡性的关键依据。



测量选取了飞轮旋转轴的约束关节 JOINT_1，在该关节上分别建立两个 Joint Measure 测量项：

1. 角位移测量

目标关节：JOINT_1

测量量：转角（Angle）

单位：弧度（rad）

坐标方向：绕 Z 轴（飞轮旋转轴线）

坐标参考：以 axis.step 与地面之间的相对转动关系进行测量

测量结果显示，飞轮在 5 秒仿真过程中实现了稳定连续的旋转，转角呈线

性增长趋势。仿真结束时，飞轮累计旋转角度为 约 -50.57 rad，表明发动机整体已进入连续运转状态。

2. 角速度测量

目标关节：JOINT_1

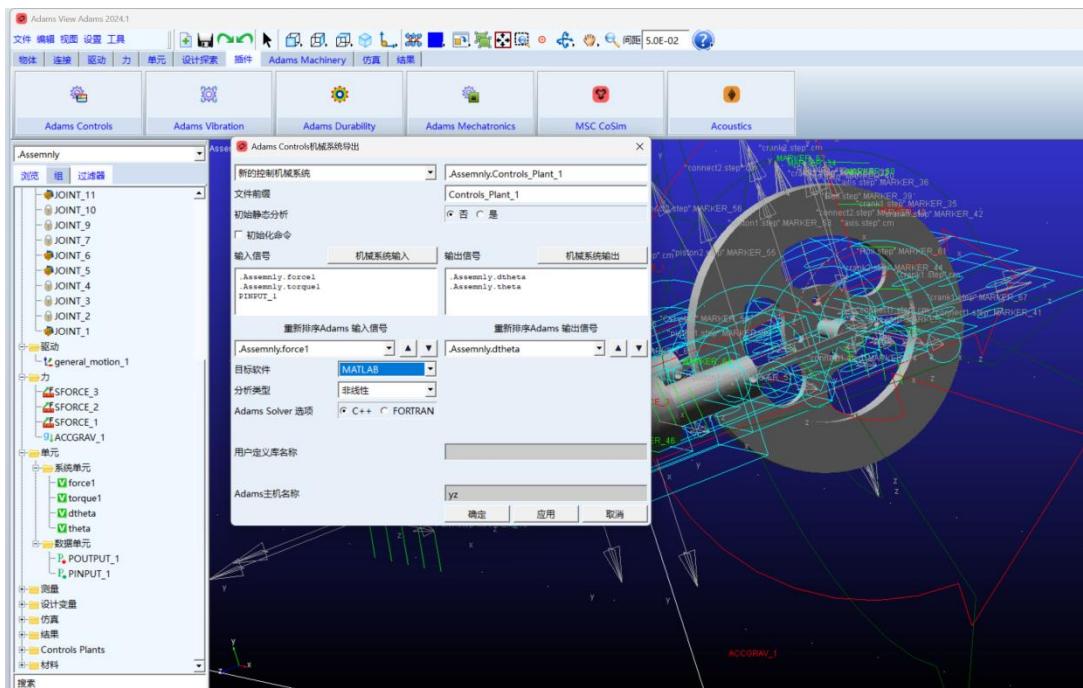
测量量：角速度（Angular Velocity）

单位：rad/s

测量方向：同上

测量曲线呈明显的周期性波动，峰值可达 约 1.05 rad/s，谷值约为 0.93 rad/s。这说明由于活塞驱动力矩非恒定，飞轮在每一工作循环中会经历轻微的加减速过程，具有典型的周期性动力特征。飞轮角速度的周期性变化反映了斯特林发动机输出力矩的不均匀性，实际工程中通常通过增加飞轮转动惯量以减缓这种波动，提升运行平稳性。

5.2 Stimulink 预留接口



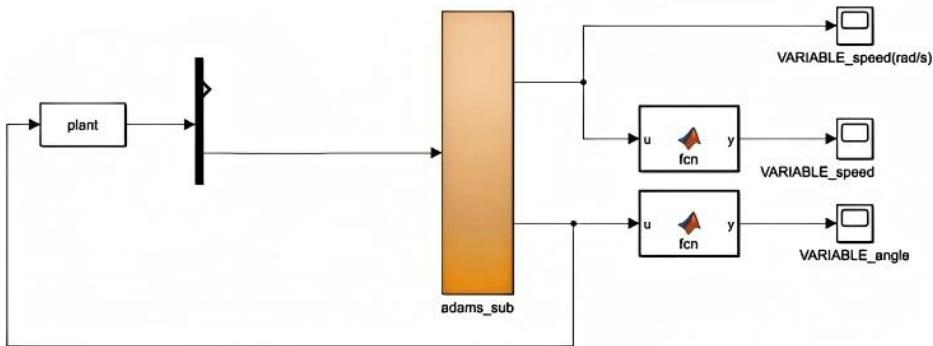
theta: 主轴角度变量，作为 Simulink 中计算气压与力矩的重要输入，单位为弧度（rad）。

`dtheta`: 主轴角速度变量，用于评估发动机输出转速，单位为 rad/s，可用于进一步计算功率。

`torque1`: 联合仿真中由 Simulink 实时反馈的气体作用力矩，施加于曲轴转动副，用以驱动整个系统。

`force1`: 预留直线方向输入力变量

5.2.1 Stimulink 联合仿真



为了实现 α 型斯特林发动机中气体热力过程与机构动力学系统之间的耦合仿真，本文采用 Simulink 与 ADAMS 的联合建模方法，将气体压力模型嵌入控制系统中，实现力矩的实时反馈控制。

Simulink 负责根据 ADAMS 输出的曲柄转角 (θ)，实时计算气体膨胀与压缩引起的气压变化，进而估算作用在曲轴上的力矩 (T)，并将该力矩作为驱动信号反馈至 ADAMS，以驱动系统运动。该方法形成了完整的“ $\theta \rightarrow P \rightarrow T \rightarrow \theta$ ”的闭环热机耦合系统。

该结构以 ADAMS 与 Simulink 的 S-Function 接口为核心，实现了发动机热力计算与动力响应的闭环耦合控制。系统各模块功能如下：

(1) plant 模块

使用 MATLAB 编写的自定义 S-Function 模块；

以角度 theta 为输入，实时计算气体压强与作用力矩；

输出扭矩反馈至 ADAMS 模型，驱动物理系统转动。

根据所设计的发动机发理论计算公式可知，高温侧及低温侧气缸的行程长度为 14 mm，低温侧气缸直径为 12 mm，所以：

高温侧死容积 V_{DE} 为:

$$V_{DE} = \pi \cdot (Dc^2 - Dp^2) \cdot \left(\frac{L - 2.5}{4}\right) + \pi \cdot Dc^2 \cdot \frac{2.5}{4} + \frac{1}{3} \cdot \frac{\pi}{8} \cdot Dc^3 \cdot \tan(30^\circ)$$

低温测死容积 V_{DC} 为:

$$V_{DC} = \left(\frac{Dp}{2}\right)^2 \cdot \pi \cdot 20$$

高温侧行程容积 V_{SE} 为:

$$V_{SE} = \left(\frac{Dp}{2}\right)^2 \cdot \pi \cdot 14$$

低温侧行程容积 V_{SC} 为:

$$V_{SC} = \left(\frac{18}{2}\right)^2 \cdot \pi \cdot 14$$

由此可得高、低温死容积比和回热死容积比，同时，由全死容积比可知发动机气缸在不同曲柄角时的气压大小，从而可以求得气缸中的气压作用到飞轮连杆的力的大小，进而进入到 Adams 的仿真模型中进行动力学仿真。

(2) 切换开关模块

在仿真初始阶段（例如 $t < 0.1$ s）输出一个固定启动力矩；

启动阶段结束后切换为由 plant 模型计算得到的动态力矩，实现自驱动闭环控制；此策略有效避免热力模型初始时无输出导致的系统卡死问题。

(3) **adams_sub** 模块

封装 ADAMS 系统子模块，通过联合仿真接口与 Simulink 进行变量交互；接收 Simulink 计算出的驱动力矩，输出飞轮当前转角 theta 与角速度

dtheta;

所用接口变量已在 ADAMS 中预设为系统变量 torque1、theta 与 dtheta。

(4) 速度与角度处理模块 (fcn)

两个自定义函数模块分别将角速度 dtheta 转换为：

弧度制角速度 rad/s

转速单位 rpm = rad/s × 60 / (2π)

另一个函数模块直接输出当前角位移 theta，用于后续结果观察与绘图。

(5) 信号显示模块

三个 Scope 分别用于显示：

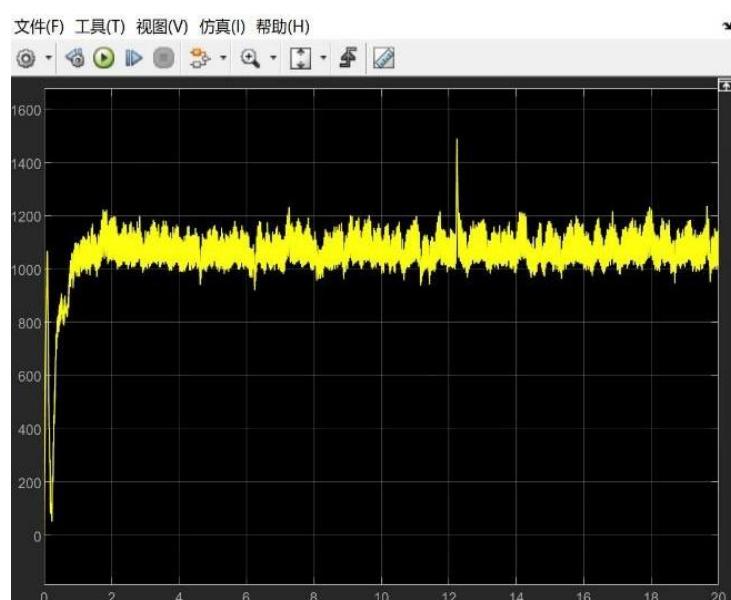
VARIABLE_speed(rad/s): 系统实时角速度

VARIABLE_speed(rpm): 系统实时转速

VARIABLE_angle: 主轴实时转角

在 matlab 中处理后，所呈现的图像如下，分别为输出的飞轮角速度 (rad/s)，输出的飞轮角速度 (rpm/min)，输出的连杆与飞轮中心之间的角度。

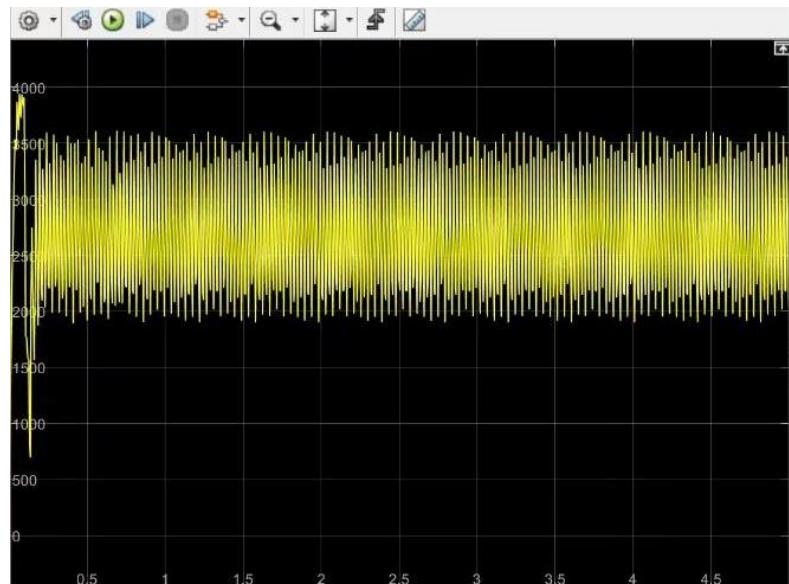
5.2.2 函数调控



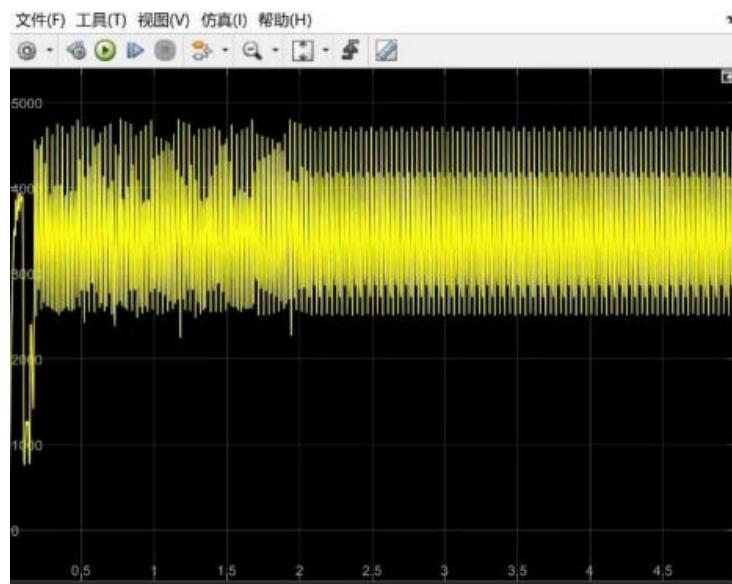
所运行的时长为 20 秒，呈现出角速度波动较大的的图像，可得飞轮的角速

度约为 1100rpm/min。当前的飞轮运行并不稳定，作用在飞轮上的力矩在较多摩擦力的影响下不能提供较为稳定的输出。

设置四个摩擦力，即：两个活塞与气缸间的摩擦，两个飞轮轴与连杆间的摩擦，将摩擦力较小的两个连杆间的摩擦忽视。此时数据并未带入当前发动机相关数据。



当把活塞与气缸间的摩擦系数调整到 0.1 时，可见到转速约为 2800rpm/min



保持 K 不变，增大了高温侧和低温侧的行程容积。可得飞轮的角速度约为 3500rpm/min。

6 设计指标核验

6.1 轴承寿命计算

径向力计算：

根据游标卡尺测量，铝板的内径在 8.99 – 9.00 mm 之间，MF95ZZ 轴承的外径为 8.98 mm。实际装配时出现了间隙配合，尽管设计时为双法兰结构固定轴承。为进行保守计算，按最大尺寸差 9.00 mm – 8.98 mm = 0.02 mm 处理，但考虑铝材弹性恢复与装配状态，这里按过盈力估算为 5 N 处理。

另外，系统在运行过程中承受的外部总径向载荷为 0.6 N，由两个轴承分担，即单个轴承承受约 0.3 N。因此，总径向载荷估算为：

$$Fr = F_{\text{外部}} + F_{\text{过盈}} = 0.3 N + 5 N = 5.3 N$$

轴承的额定载荷参数如下：

基本额定动载荷 C: 430 N (查表)

基本额定静载荷 C₀ : 保守取值为 $0.5 \times C = 215 N$

轴向力计算：

轴系的轴向定位依靠联轴器上的顶丝夹紧形成预紧力。参考 M3 顶丝施加扭矩为 0.2 N·m，使用常见的扭矩系数 K=0.2K = 0.2K=0.2，计算得顶丝提供的夹紧力约为：

$$F = \frac{T}{K \cdot d} = \frac{0.2}{0.2 \cdot 0.003} = 333.3 N$$

考虑到实际结构中存在的夹角与摩擦，轴向力分力按 10% 分量估算，即：

$$F_{\text{axial}} = 333.3 \cdot 0.1 = 33.3 N$$

其中，大部分由推力球轴承承担（约 90%），剩余 10% 由两侧 MF95ZZ 轴承共同分担。因此，单个 MF95ZZ 轴承的轴向载荷为：

$$F_a = \frac{33.3 \cdot (1 - 0.9)}{2} = \frac{3.33}{2} = 1.67 N$$

将数据带入到计算工具中：

深沟球轴承寿命计算工具

[去商品页选定型号>](#)

转速 n: 300 [rpm] 径向载荷 Fr: 5.3 [N]

轴向载荷 Fa: 1.67 [N] 轴承型号: MF95ZZZ

基本额定动载荷 Cr: 430 [N] 基本额定静载荷 Cor: 215 [N]

重置

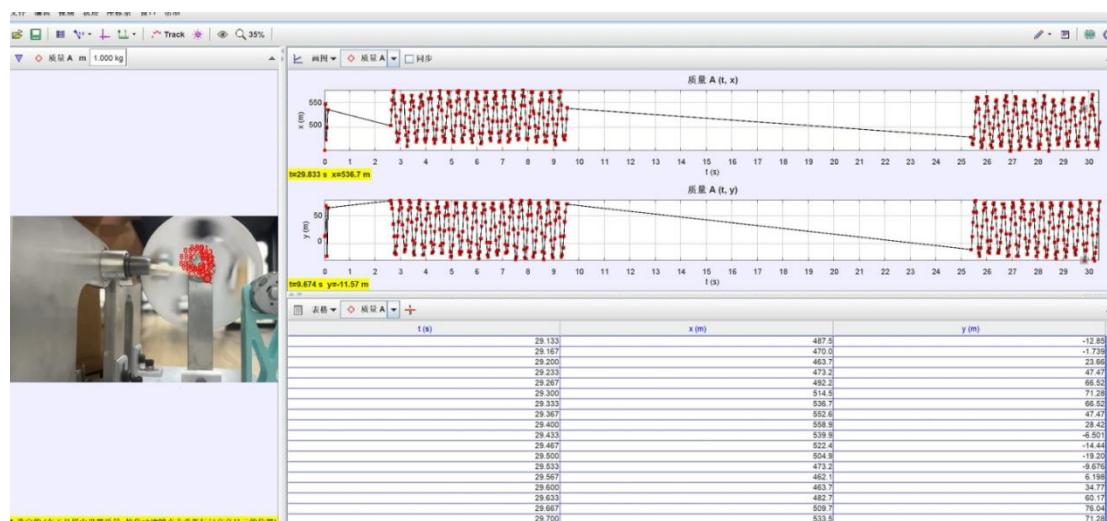
计算结果

- 轴向负载比: 0.008 e值: 0.177
- 轴径载荷比: 0.315 Fa/Fr与e值比较: Fa/Fr > e
- 径向动载荷系数: 0.56 轴向动载荷系数: 2.438
- 动态等效负载: 7.039[N]
- 基本额定寿命: 12662305.033[h]

得到深沟球轴承 MF95ZZ 的使用寿命: ~12662305.033h > 100000h

6.2 实际转速及旋转时长

为了测定实际转速，使用了 Tracker 软件，加上 240 帧率高速摄像视频，采用逐帧描点，选取飞轮上一个特征点，逐帧标记位置，得到描点的坐标下 x, y 信息在时域下的变化，基本呈现正弦函数，通过选取计算不同时间段的位置信息，呈现出的结果如图：



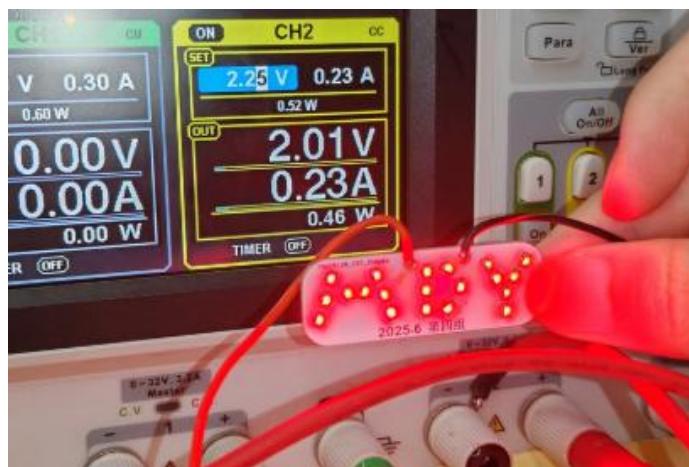
通过这样的方法，每一个周期对应飞轮旋转一圈，按 16 个周期时间计算平均，所得到的较为精确飞轮转速为 1316.7rpm，在前文的理论计算中，该转速可以满足输出 0.5W 功率的设计需求。

而测量发动机的旋转时长的测试相对简单，通过视频录制及手机计时的方式，连续运行发动机 30min 而不停止即为符合设计需求。在测试中，除了人走动和自然风引起的火焰飘移，加热不稳定使得飞轮转速有段时间的下降外，发动机几乎没有停止转动，并且转速稳定，所以该发动机至少可以实现 30min 的运行，满足设计需求。视频已经传上 B 站，链接为

https://www.bilibili.com/video/BV1G5KWzXEe5?buvid=XX958549A69C3D3CA55D841630383944C195A&from_spmid=main.push.54.2397444931333951343&is_story_h5=false&mid=/XI0/dmDGRrIwcfgusI1ug==&plat_id=116&share_from=ugc&share_medium=android&share_plat=android&share_sess

6.3 输出功率

在实际输出功率的测试方面，小组自主设计贴片 LED 灯板，使得点亮该灯板需要不低于 0.46W 的方式进行测试。该灯板使用 20 颗压降 0.7v 贴片 LED 并联，每颗灯珠加上串联电阻设计，保证刚好亮时为 0.46w 左右。如图该灯板所显示字母为小组成员名字首字母。



在测试过程中，该灯板成功亮起不灭，且亮度较高，算上发动机摩擦损耗，证明斯特林输出功率大于 0.5w。满足要求。同时使用另一个现成的 LED 灯，商家描述额定功率 0.8w，同样能驱动成功，如下图：



7 总结与思考

在本次 a 型斯特林发动机的开发过程中，整个设计与制造工作共经历了三个重要的版本两次大更新，从 V1.0 到 V2.0 再到 V3.0，每一轮都聚焦于不同核心问题的解决，推动项目从构想到可运行原型逐步演进。以下将结合实际开发过程，从设计调整、结构加工、材料替换、误差修正与理论验证等维度进行全面总结。

第一次迭代：颠覆式结构重构，迈出可运行第一步。项目初期，我们以现有斯特林发动机模型作为参考，但很快发现原有模型存在众多无法实际运行的设计缺陷，例如活塞行程设置不合理、曲柄连杆系统机械干涉、冷/热腔布局错位等问题。因此，我们在对斯特林发动机原理进行充分理解的基础上，对模型结构进行了彻底的重新设计：将气缸布局从原型中的同轴设置，调整为更加紧凑的直线布局，缩短热传导路径；对曲柄连杆系统进行完整重建，确保活塞在不同温区的运动同步性；修改支架结构，使其在不影响热循环的前提下具备基本的机械强度和空间配合。

通过 3D 建模与初步打印验证，我们在第一轮中完成了“从不能动”到“短时间可转动”的跃迁，证明设计思路在理论上是可行的。

第二次迭代：精度优化与密封处理，实现稳定运转。在第一次迭代取得初步成果后，我们将注意力集中到发动机的运行稳定性问题上。通过运行实验发现，虽然模型可以短暂转动，但很快会因内部气体泄漏、摩擦阻力过大等问题而停止。针对这些问题，我们进行了以下优化：

气密性处理和摩擦力降低：使用尺寸合适的玻璃活塞，加缸壁，气密性得到保证，摩擦力极小。

振动与惯性问题修正：通过微调配重位置，使曲柄系统惯性力更均衡，提升转动顺畅度；

支架连接优化：对支架连接处重新设计，重新加固，优化散热适应新气缸等。

这一阶段的核心目标是让发动机能够持续、低阻力、低漏气地运行数分钟以上，并具备重复测试能力。事实证明，第二轮优化基本达成了该目标。

除此之外，在整个过程中，对发动机进行了三次理论计算，第一次在于预估，预估在当前设计下，若希望发动机可以输出 0.5W 功率，则需要达到多少转速。

第二次在于验证和优化，验证在实际输出的转速下，发动机的理论功率可以达到多少。第三次在于优化，第三次理论计算指的是仿真计算，这一次计算使得后期对发动机的优化改进有了方向，同时也为当前的斯特林发动机设计给出了理论转速，由此可以与理论计算相配合，来证明在当前设计参数下的发动机是否可以达到设计标准。

通过三次理论支撑，我们构建了“设计→验证→修正”的工程闭环，为每一次设计修改提供了理论基础，避免了盲目试错。

从第一版的概念构想到第三版的可运行高效原型，这一项目完整展现了一个工程系统的设计流程：从问题识别、方案生成、迭代优化，到最终性能验证，始终贯穿了理论与实践的融合。尽管目前的发动机仍有提升空间，如热端温度利用效率不高、结构尚未模块化、功率密度有待增强，但其已经能够稳定运行，具备一定的功率输出能力，达到了阶段性开发目标。

这一过程中，我们不仅提升了机械设计与加工能力，也深化了对斯特林热力循环的理解。