

国家卓越工程师学院明月科创实验班

工程设计报告



姓 名：_____贺禄文_____

学 号：_____20234232_____

年 级：_____2023 级_____

班 级：_____明月 1 班_____

日 期：_____2025. 6. 22_____

重庆大学国家卓越工程师学院 2024 年制

摘要

本报告详细阐述了斯特林发动机的设计与实现过程。该项目旨在利用斯特林发动机将热能转化为机械能，并进一步产生电能。报告强调了斯特林发动机广泛的燃料适应性及其在当前能源与环境背景下的重要性。

设计过程中，我们经历了不下五版的迭代，最终成功制作出玻璃版本。尽管金属版本的构想未能实现，但玻璃版本在运行时间上表现出色，甚至超越了部分金属设计。玻璃版本在无液冷条件下可运行约 6.5 分钟，有液冷时可达 10-15 分钟，最终输出电压稳定在 0.5V 至 1V 之间，稳定转速在每秒 5 至 10 转。

报告坦诚地指出了项目中的遗憾，包括未能成功启动金属版本以及玻璃版本在优化上的不足，但作者认为在现有时间、成本和精力限制下，项目已达到相对平衡且令人满意的结果。作为团队中唯一全程负责实物制作的成员，作者对项目投入了巨大精力。

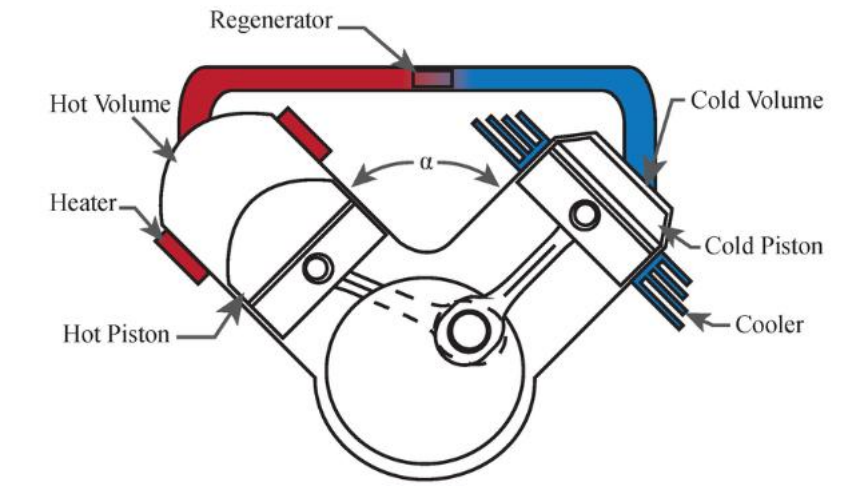
目录

摘要	1
1. 背景	1
2. 选型	2
3. 结构设计	4
3.1. 金属	4
3.1.1. 气缸	4
3.1.2. 固定	5
3.1.3. 轴系	6
3.1.4. 石墨活塞	7
3.1.5. 失败分析	8
3.1.6. 可行方案	9
3.2. 玻璃	11
3.2.1. 夹持方案	11
3.2.2. 水冷设计	12
3.2.3. 传动设计	14
3.2.4. 曲柄连杆	15
3.2.5. 石墨活塞	16
3.3. 设计终版	16
4. 仿真设计	18
4.1. 受热仿真	18
4.1.1. 参数设计	18
4.1.2. 仿真结果	21
4.2. 斯特林循环	25
4.2.1. 代码部分	26
4.2.2. 结果	29
4.3. 联合仿真	31
8. 运行效果	38
9. 感想	39

1. 背景

斯特林发动机作为一种独特的外燃式热力发动机，其核心吸引力在于其高效的热能至机械能转换机制。该发动机的运行原理与普遍应用的内燃机存在本质区别：它并非依赖燃料在缸内直接燃烧爆发的瞬时压力，而是利用外部持续供给的热能，驱动封闭循环系统内的工质（通常为空气、氦气或氢气等气体）进行周期性的压缩与膨胀过程。这种外部加热模式赋予了斯特林发动机极其广泛的燃料适应性，使其能够兼容从传统化石能源（如煤炭、天然气、燃油）到各类可再生能源（如聚焦太阳能、地热能）乃至工业过程产生的余热或生物质能等多种热源。这种卓越的热源普适性不仅显著提升了其在复杂多变能源环境中的适应能力，更在当前全球面临严峻能源安全挑战与环境可持续性压力的背景下，凸显了其作为低碳、清洁能源转换技术的巨大潜力与战略价值。

斯特林发动机的核心特征在于其封闭循环系统设计。工质被严格密封于发动机内部的气缸及热交换器回路中，在整个工作循环中不与外界环境发生物质交换。这一特性从根本上规避了内燃机中因燃料与空气混合燃烧而产生的复杂污染物排放问题，如氮氧化物、硫氧化物、未燃碳氢化合物以及颗粒物等。其热力学循环可概括为：工质在发动机高温端（加热器）吸收热量，发生等温或近似等温膨胀，推动活塞对外输出机械功；随后，膨胀后的工质流经回热器进行热量储存后，进入低温端（冷却器）进行等温或近似等温放热压缩，完成一个完整的闭式循环。理论上，斯特林循环能够逼近卡诺循环所设定的最高热效率极限，这为其实现卓越的实际运行效率奠定了理论基础。值得注意的是，由于燃烧过程发生在发动机外部且独立可控，燃烧条件（如空燃比、温度）得以优化，能够更有效地抑制高温燃烧过程中有害污染物的生成，从而实现远低于内燃机的排放水平，使其成为一种极具前景的清洁动力解决方案。此外，相较于内燃机间歇性、爆发式的燃烧做功方式，斯特林发动机依靠外部连续燃烧和工质的平稳相移运动，通常表现出更低的噪音与振动水平，这一特性使其在诸如潜艇辅助动力装置、分布式热电联产系统以及需要安静运行环境的特殊场合中具有显著的应用优势。



2. 选型

在本次斯特林发动机设计项目中，我们经过评估，最终确定阿尔法型结构作为实现项目目标——即在技术可行性、性能潜力以及优化灵活性之间取得最佳平衡——的最理想方案。这一选择的核心驱动力在于阿尔法型发动机所展现的独特优势，这些优势使其在对比贝塔型和伽马型时脱颖而出，并完美契合我们的需求。

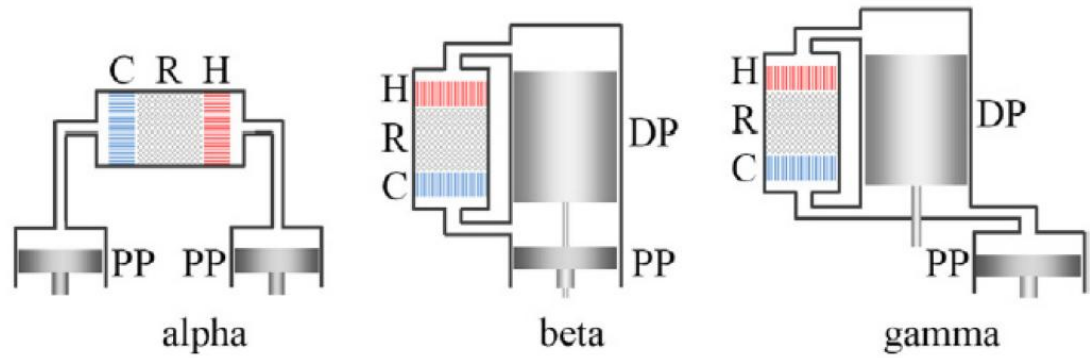
阿尔法型最根本的优势源于其清晰分离的双气缸与双活塞设计。一个气缸专司热端膨胀，容纳热活塞；另一个则独立负责冷端压缩，容纳冷活塞。这种物理隔离带来了无与伦比的工程清晰度。热端和冷端的设计、材料选择以及热交换器（加热器和冷却器）的优化得以完全独立进行，互不干扰。这不仅极大简化了制造、装配和后续的故障诊断流程（热端或冷端的问题易于定位），更重要的是，它为我们理解斯特林循环的核心原理——气体在热腔受热膨胀做功，在冷腔冷却压缩——提供了极其直观的物理模型。相比之下，贝塔型虽结构紧凑，但其单气缸内同轴安置置换器活塞和动力活塞的设计，使得热端与冷端高度耦合，热量极易从热区传导至冷区（热短路），显著增加了高效隔热设计的复杂性和成本。伽马型虽也分离了置换器缸和动力缸，但其依赖连接管道的结构引入了巨大的“死容积”，这成为其难以克服的性能瓶颈。

这种分离架构直接促成了阿尔法型的第二项核心优势：卓越的功率密度与高效动力传输。在阿尔法型中，两个活塞都是动力活塞，直接参与气体的膨胀和压缩过程，并通过 90 度相位差的曲轴机构协同输出动力。这意味着两个活塞都在有效期内对功率做出贡献，且动力传递路径直接，机械损失较小。因此，在同等体积下，阿尔法型通常能输出比其他类型更高的功率，这对于我们期望发动机能驱动小型负载（如发电机）的实用目标至关重要。反观贝塔型，其动力仅来源于单一的动力活塞，置换器活塞主要消耗能量用于扫气，理论功率密度低于双动力

活塞的阿尔法型。伽马型则受限于其固有的高死容积，工作气体的有效压力变化幅度被稀释，导致其功率密度和效率潜力在三者中最低，响应也相对迟缓。

阿尔法型的第三项显著优势是其无与伦比的设计灵活性，尤其在热管理方面。热端与冷端的完全解耦为我们提供了广阔的设计空间。冷端可以自由选择并优化最适合的冷却方案，如风冷、水冷，而无需顾虑对热端的影响。这种模块化特性使得我们可以独立地、深入地研究和优化加热器效率、散热器性能以及再生器等关键部件。贝塔型受限于同轴结构，热源和冷源的接口设计与优化空间相互掣肘，高效热管理挑战巨大。伽马型虽有一定分离，但其性能天花板被高死容积牢牢限制，即使热端冷端独立设计也难有大的作为。

综上所述，尽管贝塔型在空间紧凑性、伽马型在与传统发动机结构的相似性上各有其特定应用场景的优势，但它们都无法像阿尔法型那样，全面满足我们项目对结构清晰性、高功率密度以及极致热管理灵活性的核心要求。



3. 结构设计

由在本次整体设计中，我们将其分为金属版本和玻璃版本两大主体。以下我们将分别阐述这两个版本在设计过程中所经历的优化与迭代。每个版本的设计思路按照各个部分的迭代来阐述。

3.1. 金属

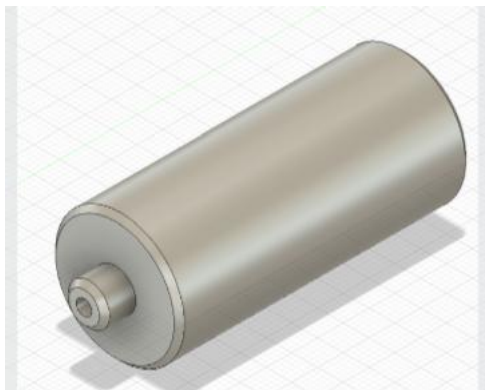
3.1.1. 气缸

我们第一版的气缸本质上是基于夹持的方案进行设计的。所以在整体的设计上，本质上只是一个圆柱形的气缸并在前端加上小的气嘴，来帮助我们固定气管。

这一方案所存在的问题主要是由于其本身只是一个光滑的圆柱，导致并没有可靠的定位基准来控制活塞与气缸中间的死体积以及由于夹持所导致的整体偏心问题较重，所以无法使用，也就引出了我们第二版的迭代。

在第二版的整体设计当中我，我们首先参考了宋老师所给出的方案，使用法兰并结合竖直板件来对整体气缸进行固定并在固定位置使用塞打螺丝，并引入公差设计来保证整体的定位精准且稳定。同时在前端更换为标准的气管插件来进行气管固定，来实现气管固定的稳定和可靠。同时对于冷缸我们采用在气缸外侧增加鳍片的方式来增加其本身的散热，增大两缸之间的温度差。

在最终的设计当中整体的定位精准，而且在没有封闭整个运行空间的时候几乎没有阻力，而且运行稳定。





3.1.2. 固定

接下来我们来介绍在金属版本当中我们所采用的固定方案有哪些。首先我们采用的是加持的方案，这主要是由于其本身相对便捷，而且成本较低。

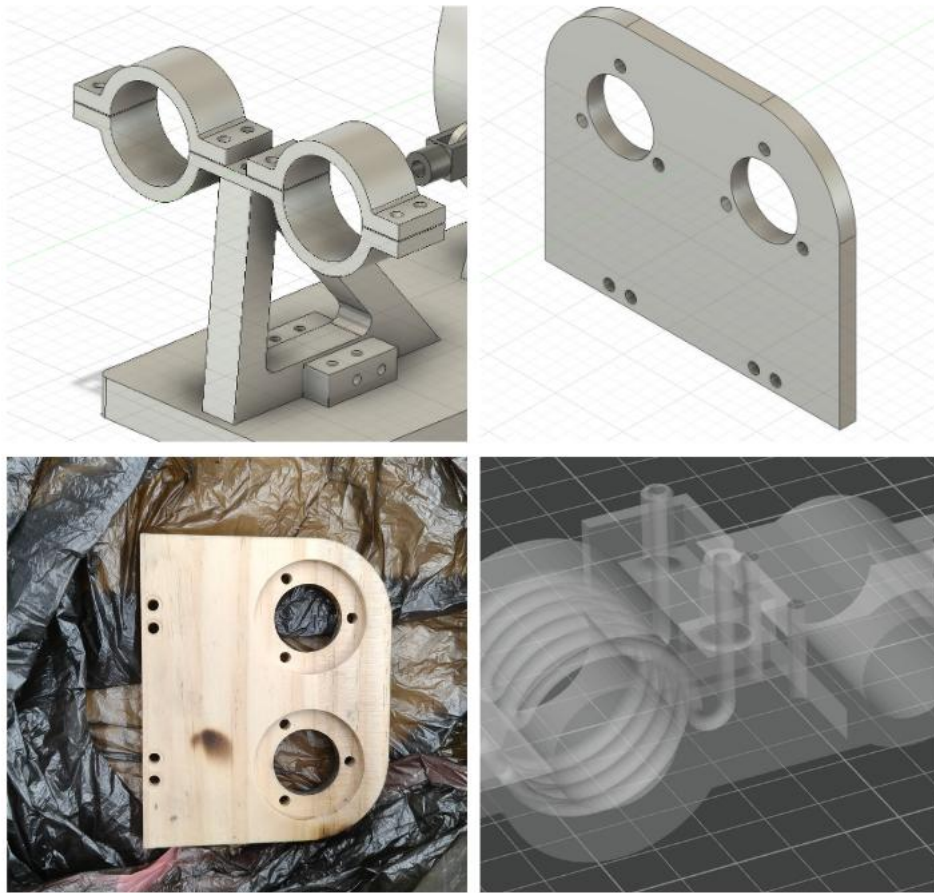
但是在我们实际的安装过程当中，由于气缸设计的不合理，导致整体气缸与活塞中间的死体积控制并不稳定，导致每次安装都处于玄学的状态，时而能动，时而不能动。并且由于气缸本身重量以及夹持件厚度较薄，导致气缸一旦夹持在上面就会发生偏心，以至于在运行过程中会发生一定程度上的卡顿，所以只能舍弃该方案。

那么接下来我们参考了宋老师所给出的方案，我们使用板件来进行气缸的固定。

我们首先所选用的是木板。那么木板出现了诸多问题，首先由于木板本身并不是能够承受火焰的材料，所以导致一旦开始加热会导致气缸与木板的接触，表面会进行缓慢的燃烧，导致焦糊。其次，由于木板本身受到湿度，温度的影响较大。导致其本身出现了肉眼可见的弯曲，因此也无法使用。

那么我们在木板的基础上选择采用钢板来代替其本身的设计。那么在这一方案下，我们结合插板以及铝排来实现垂直的稳定固定并使用再打引入公差来确保

安装位置的精准。那么在以上种种设计的加持之下，整体的安装稳定，定位精准，可以实现在运行过程中相对较低的阻力。



3.1.3. 轴系

当我们完成了夹持和气缸两个部分的设计之后，那么我们的重心就来到了如何设计后端的轴系来实现运行的稳定。

那么在第一版的设计当中，我们采用了 D 形轴来穿过整个轴系，这一设计本身是为了保证飞轮和两侧用于实现曲轴的固定件之间稳定的扭矩传递和两个曲轴固定件本身的相位差的稳定所设计的，但是由于其本身的设计导致在运行过程中有较大的噪音，而这一噪音导致其本身难以运行较长时间，可能是由于每次在 D 形轴旋转一周的过程当中就会与轴承发生一次碰撞，而在每次碰撞当中会浪费大量的能量，也就导致其不能长时间的运行。

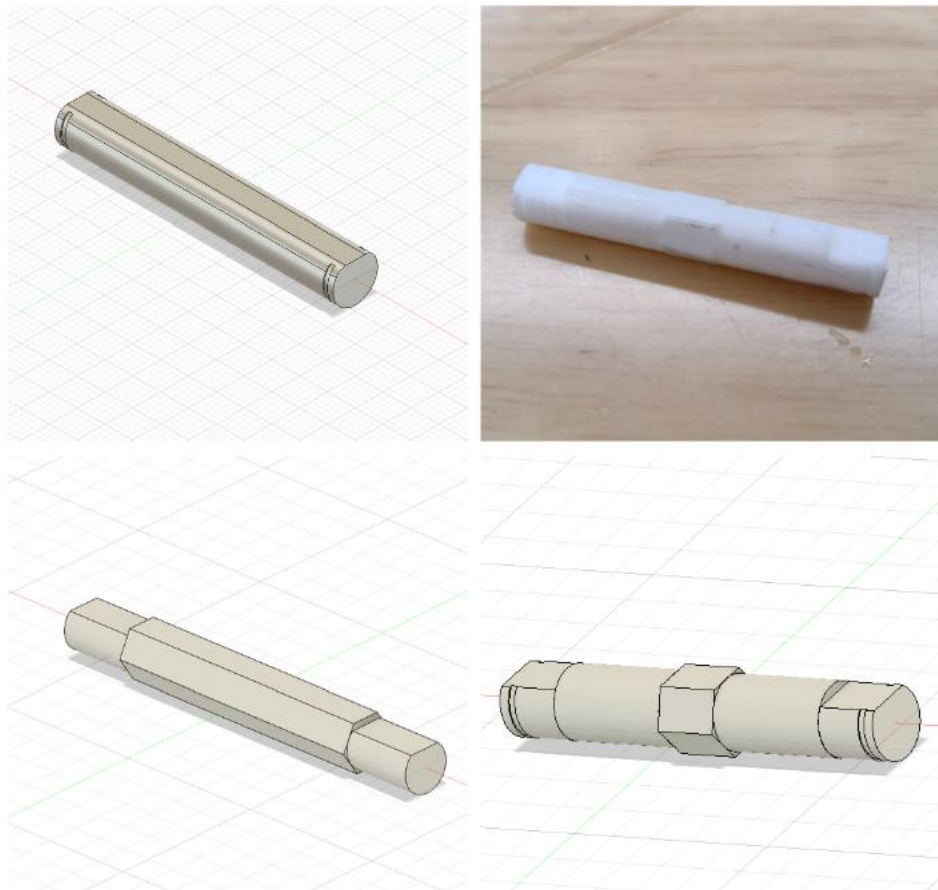
那么之后我们在第一版的设计基础上，加入了中部的六边形部分来穿过轴承，但是基本上效果依然不理想，主要是由于六边形虽然边数较多，但是其本身在每次生产过程中会发生 6 次碰撞，每次碰撞的撞击力度虽然偏小，能量消耗不大，但是多次碰撞之后仍然会导致时间偏短。

那么在最后我们采用了三段式的轴系设计，中部采用六边形轴来实现多边形

的扭矩稳定传递，来减，由于飞轮重量过大导致中轴磨损的问题。其次在在靠近外侧的部分采用了圆形轴来作为穿过轴承的部分，这一设计主要是为了保证穿过轴承的部分不会由于形状原因而发生两者之间碰撞的问题来减少能量消耗，来提运行时间。最后在最外侧采用了 D 形轴的设计，主要是由于 D 形轴相对于六边形轴可以实现安装的便捷，同时也可以实现稳定的扭矩传递和相位差的稳定保持。

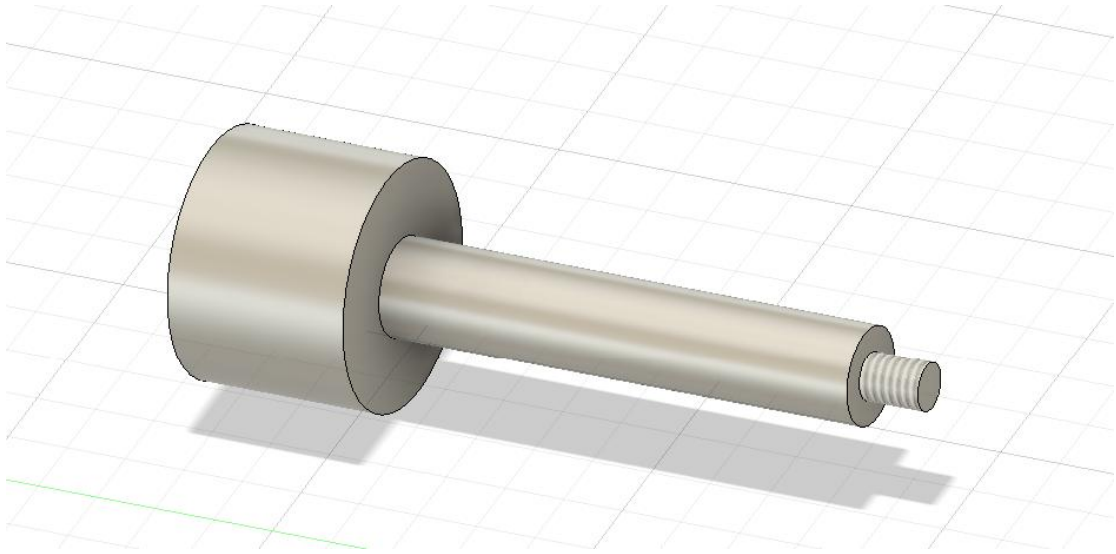
在整个最后我们进行录音可以发现整体的声音较小，而且运动转时间相对较长，可以达到我们理想的效果。

那么针对由于轴系较长时如何实现轴向固定的问题，那么我率先采用了卡簧的方案来实现轴向的稳定限位。这一方案可以保证整体不会发生明显的晃动，保证了运行的稳定和运行过程中震动的最小化。（全班第一个使用这一设计的，其他组的大部分都是参考我的设计。）



3.1.4. 石墨活塞

在最初的设计当中，我们并没有太过于在意活塞与气缸之间的摩擦问题，但是在后期真实装配的时候，我们确实也面临到了由于两者材料相同所导致的较高摩擦力的问题，为了解决这一问题，我们选择在活塞表面涂抹石墨来减少摩擦力，在经过最后的实验之后发现这一方法可以有效减少摩擦力实现稳定的低阻力。



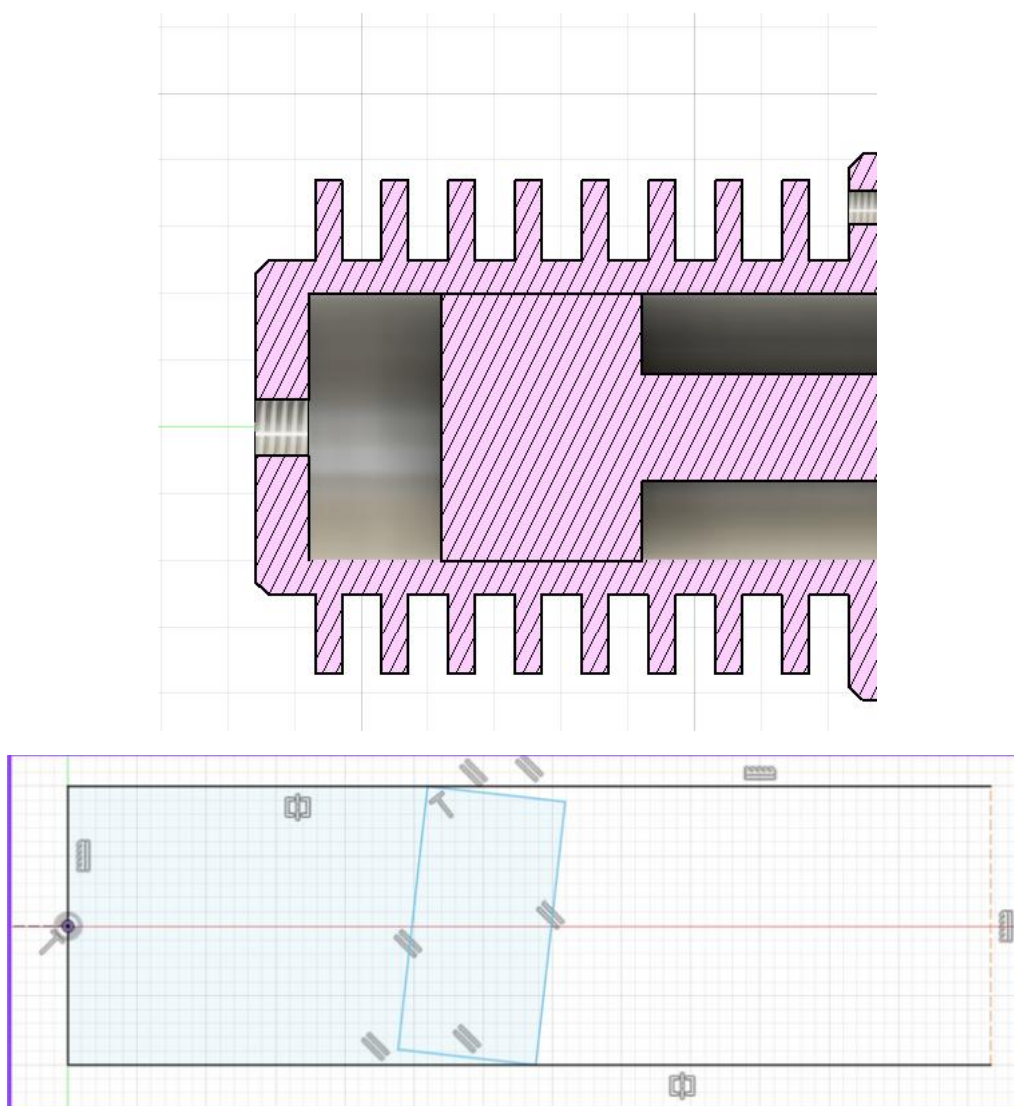
3.1.5. 失败分析

接下来我们分析一下，为什么经过以上种种设计，但是我们最终还是失败的原因。

我认为主要原因是由于在运行过程当中每次推动的时候，实际上并不是一个完全沿着轴向的力，而是由于曲柄连杆机构的本身特性导致其本身会有径向力的施加，同时由于在运转过程中气压的不稳定，导致原本我们预期为直线运动的。活塞部分实际上是会发生倾斜，导致其上下两侧卡住气缸内壁，导致其无法稳定运行。

为了验证我们这一猜想，我们在完成装配以后使用手动来推动后端飞轮来观察活塞与气缸之间运动。首先在没有封闭两个缸体的时候，在运转过程中能够听到噪音，这些声音主要来源于活塞与气缸之间的摩擦，

同时在我们对两个缸体进行密封之后可以发现，如果我们一旦转动飞轮会发生在同时压缩的阶段，出现两个刚体产生非常大摩擦力的现象。这一现象可以说明活塞与气缸的摩擦力同时受到气压以及曲柄连杆机构两者的共同影响。



3.1.6. 可行方案

尽管由于时间和成本问题导致我们并不能将我们的想法完全进行实现，但是我们还是提出了可以解决这一问题的方案。

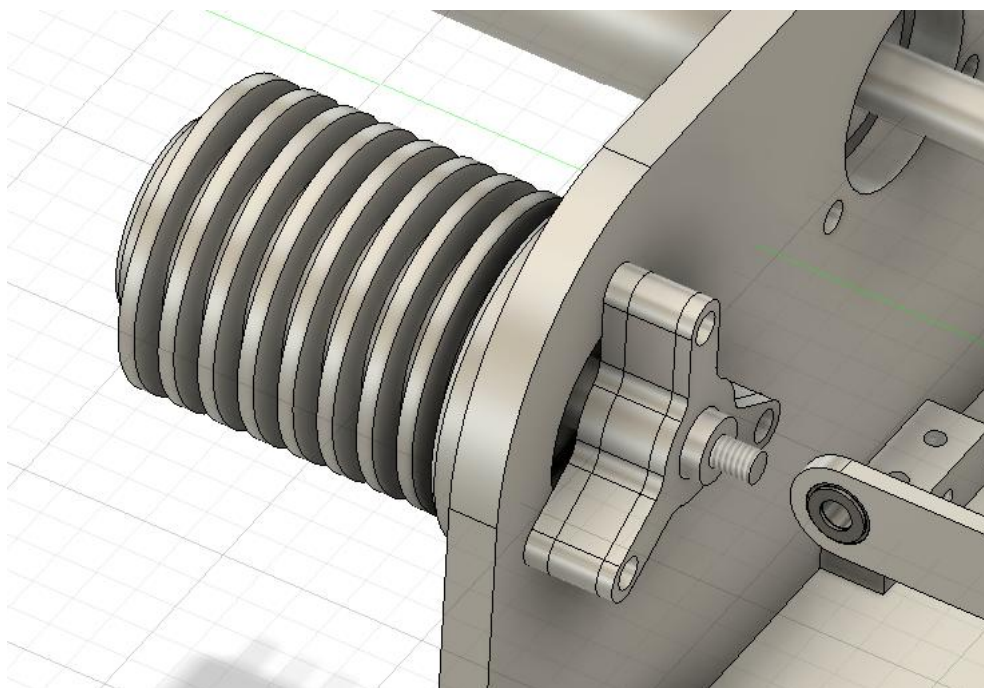
首先出现这一问题的主要原因是由于火灾过短导致其一旦发生倾斜就会引发两端同时的摩擦，导致摩擦力过大。那么为解决这个问题，我们可以考虑加场活塞，使得活塞的外侧可以超出气缸，使得其本身不会产生摩擦来降低整体的摩擦力。

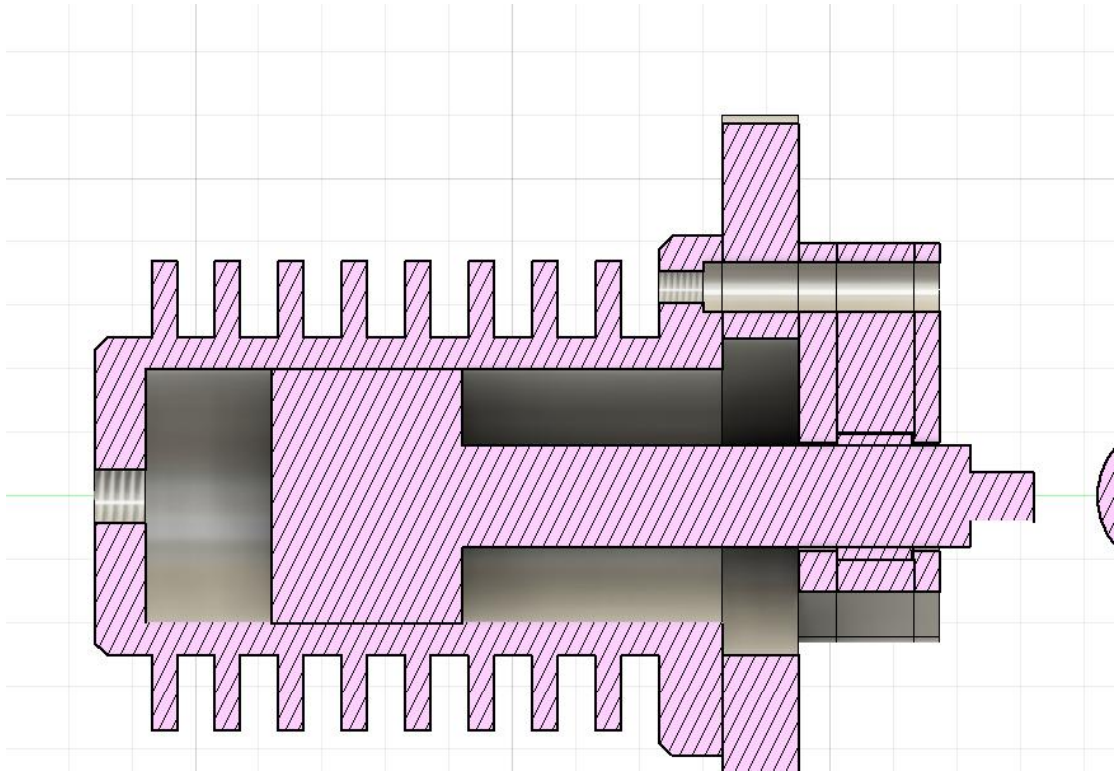
其次，我们可以在曲柄连杆机构的部分增加直线导向来避免气缸与活塞之间的摩擦，那么这一部分主要使用的还是黄铜轴套。整体方案就是使用外侧固定件来夹持轴套，并使用公差配合来实现轴套位置的稳定和精准。其次，在结合曲柄连杆机构本身的公差和黄铜轴套之间的配合来实现顺畅和稳定的运动，同时来避免活塞和气缸之间的摩擦。

那么其实解决这个问题的最佳方案实际上就是我们在开课的时候老师所提

到的就是使用过盈将黄铜轴套嵌入气缸，并使用活塞和轴套进行配合，这样的话本身其实是摩擦力最低，而且运行相对稳定的方案。

但是最大的问题主要是由于外发公差的不稳定性相对较大，导致这样的方案难以稳定实现，若要实现这一方案，最好是将加工交给交创，并线下实时进行装配和调整，这样的话才能稳定保证这一方案可用。但是在我们的课程刚开始加工的阶段，交创老师就已经不太接受我们的加工，实际上只接收了大约两组。所以导致这一方案难以实现。





3.2. 玻璃

3.2.1. 夹持方案

由于金属版本所出现的问题，所以不得不转向玻璃版本，那么我们在玻璃版本的固定方案上主要是考虑到玻璃活塞本身并没有固定孔位，导致我们并不能使用固有的法兰方案来进行固定。

我们采用的本质上是夹持的方案来实现玻璃活塞的稳定固定。

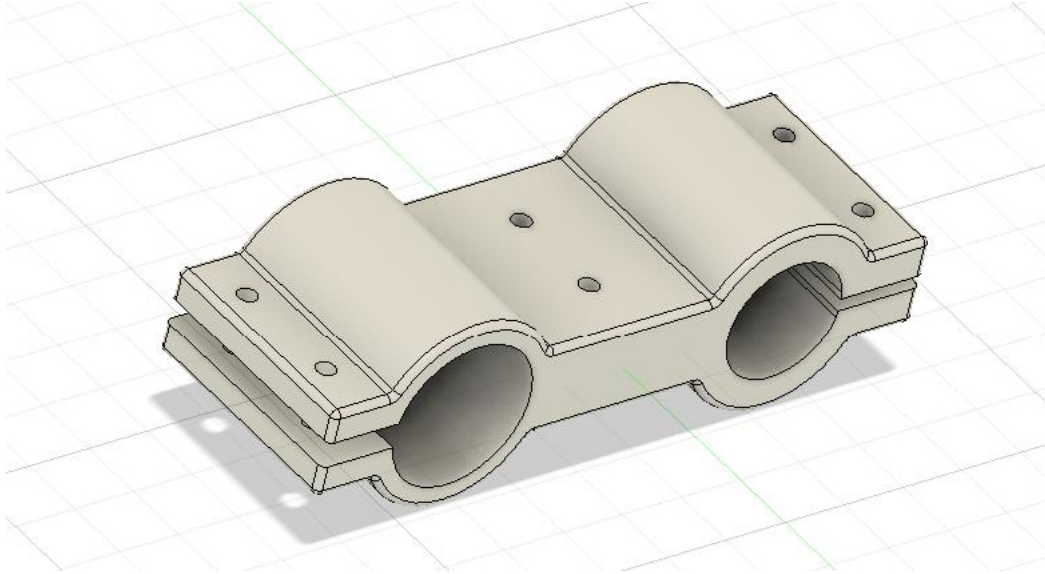
那么冷端就是最传统的夹持，只要将螺丝拧紧就可以实现玻璃活塞的稳定夹持。但是这里存在由于打印件本身尺寸的不稳定性，导致如果螺丝拧的过紧会直接导致玻璃活塞外侧的气缸爆裂的现象。这里也是经过了反复的尝试和设计来保证整体的稳定性。

那么在热端为了避免加热导致打印件直接融化的现象，我们第一版的方案主要是采用在玻璃活塞外侧裹上浸满水的无纺布之后再由打印件进行夹持的方案，这主要是由于无纺布本身可以承受相对较高的温度，并且由于内部添加了水分，那么水分的不断蒸发也可以避免温度的持续上升。这样的话可以保证打印件相对稳定的可以进行加持，但是在经过长时间的加热之后，由于水分最终蒸发完全，导致温度直接传递到打印件，导致打印件融化发生弯曲。进而导致同心度下降，运行结束。

同时这一方案的使用也有赖于玻璃活塞本身外侧气缸存在法兰可以保证定

位位置的相对精准可以实现整体的稳定。

当然在这一步的设计当中，我们会尽力去避免打印件的融化来保证尽可能长时间的运行，那么我们采用的主要是使用 **ABS** 来代替传统的 **PLA** 来进行打印，由于 **ABS** 本身可以承受相对较高的温度，导致运行时间可以进一步的提升。



3.2.2. 水冷设计

这部分的设计主要是由于整个打印件的夹持部分会始终由于加热的原因导致其本身始终会出现由于温度上升所导致的强度下降，进而导致同心度下降。来限制其最后的运行时间的问题。

而这一设计可以说是整个第二版设计的最大亮点，也是我花费了最多心思的点。

首先我们并没有考虑采用相对传统的水冷方案，也就是使用水直接浇在气缸上的方式。主要是由于玻璃活塞的加热段和夹持段之间的温差实在过大，如果采用直接浇水的方式会导致玻璃气缸直接的炸裂，所以这一方案显然是无法使用的。

那么我们就考虑能否采用类似于芯片水冷的方式即，在整个内部使用水体的流动来带走温度呢？那么我们在经过初步的几次实验之后发现由于 **3d** 打印本质上是增材制造，所以可以保证如果我在内部设计相关管路，可以实现管路的完全内置，而且降温效果相对较好。

那么在此基础上，我们就决定正式在夹持件内部加入管路，并实现水体流动来降低温度。

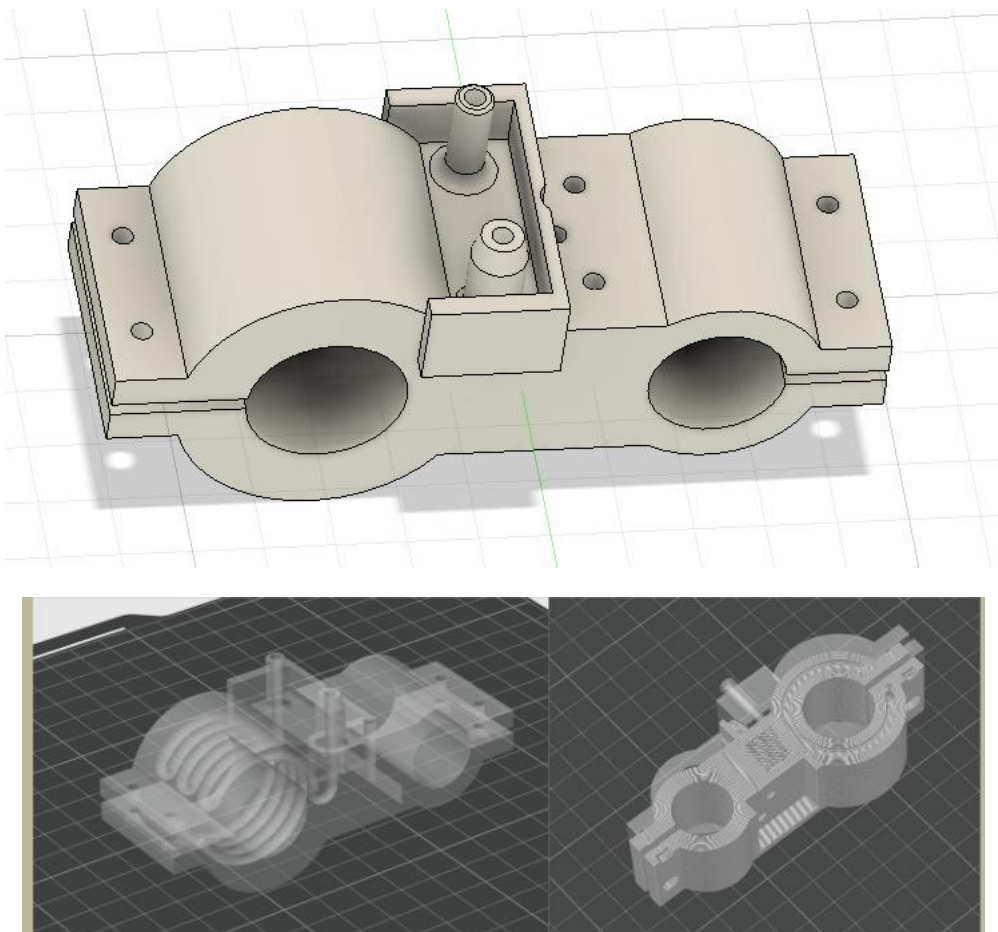
那么首先就是管路设计，在管路设计方面，由于整体夹持件本身需要拧紧螺丝来实现对于气缸外表面的加持，所以内部采用的是一个中断的近似螺旋式的设计来最大程度上带走热量，同时有效控制管路之间的间距来减少漏水。

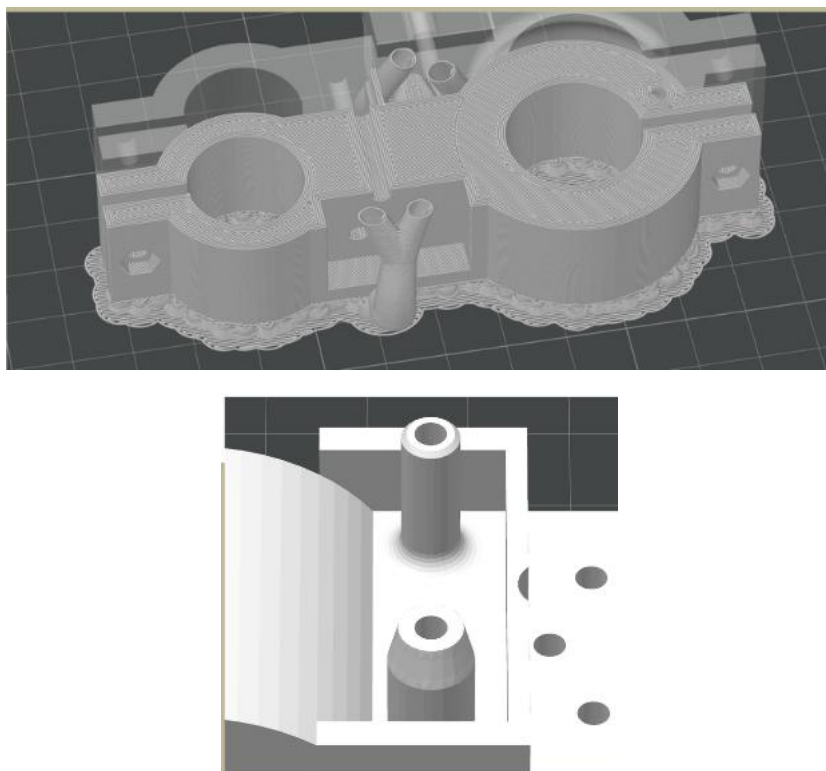
在此之后我们就要考虑到如何进水，那么在进水侧我们首先采用了两个凸起

的圆管。这主要是类似于我们的气缸设计——通过凸起的圆管来实现气管与通道之间的稳定连接，但是在第一次设计当中并没有周围的围挡，就会出现在气管塞入并通入水体之后，会出现漏水的现象。那么为了解决这个问题，我们在周围加上围挡，并在实际使用过程中，在围挡内部的空间内填入热熔胶来保证进水口不会出现漏水。最终的实际效果相对较好。

那么为了最大限度的减少漏水，我们也采用了一些专门针对于打印件的设计方案，比如采用 0.08 的层高以及实心打印来最大限度的减少在打印机内部的漏水，同时在打印机完成打印之后，对打印件进行退火来增加层间的粘性，也可以进一步的降低漏水。

在完成了以上的种种设计之后，通过水冷的设计可以将运行时间提升为原来的 1.5 倍，并且可以有效的减少在每次加热之后打印件本身的性状变化，导致下一次使用的时候会出现使用情况不稳定的现象。





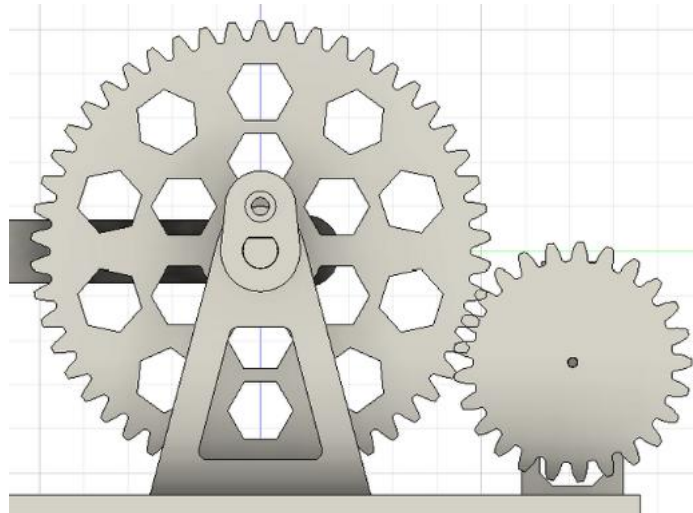
3.2.3. 传动设计

由于我们的课程最后要求实际上是需要去实现动力的输出,但是由于前期金属版本的反复尝试导致浪费了大量时间,所以我并没有购买皮带或类似的柔性传动部件,所以在此基础上,我选择了齿轮的设计来进行动力输出。

首先由于齿轮本身是打印件来制作的,所以为了避免出现齿轮损坏的现象,所以使用的齿轮模数为 2。

其次由于最后我们所使用的小的电动机本身较小,所以我在齿轮设计当中,实际上是引入了一个大约 2:1 的减速比来实现低扭矩,高转速的需求。保证最后能够达到整体的设计要求。

但是由于第二版的设计实在是没有充足的时间来进行调试,所以也没有能够录制相关的视频,但是在最后的阐述当中,我们仍然会阐述我们在第一次运行过程中所获得的相关参数。



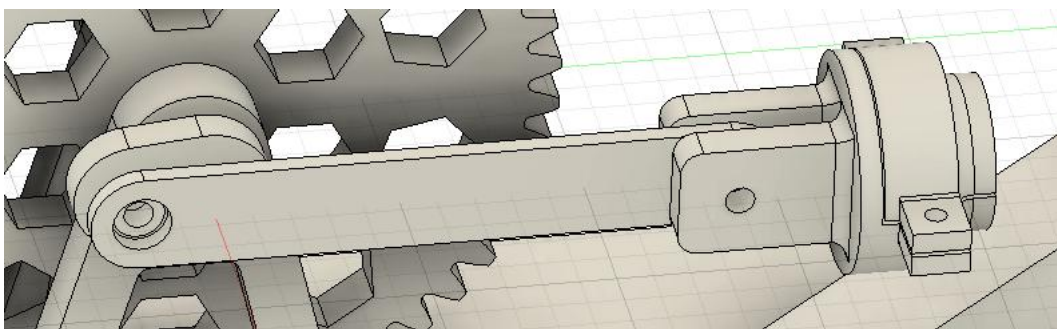
3.2.4. 曲柄连杆

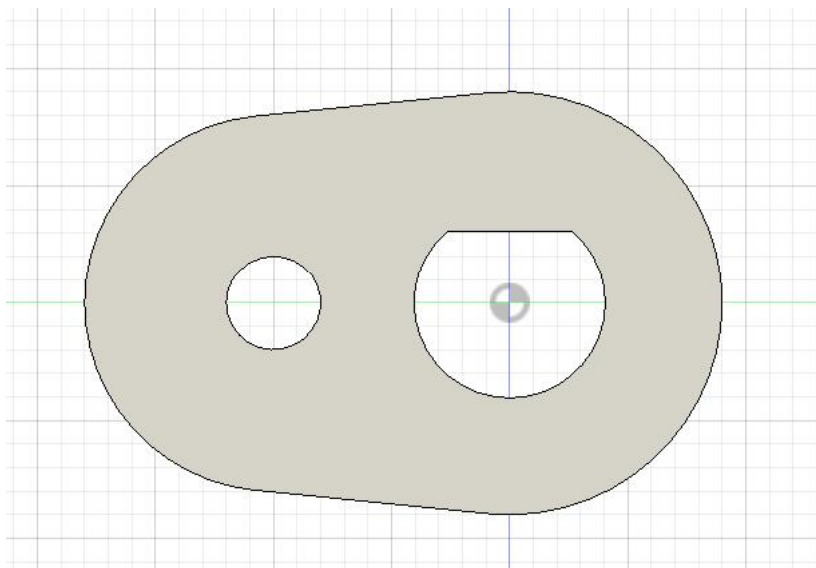
由于为了将旋转运动转化为直线运动，所以我们采用了最简单的全面连杆机构来进行运动传递。

同时我们为了增加运动的稳定性，同时保证相位差，所以在曲柄连杆与中轴进行连接的部分采用了 D 形轴的设计来保证安装的便捷，扭矩的稳定传递以及效率差的稳定，保持最终的运行效果相当的好。并且可以实现稳定的运转。

那么针对玻璃气缸特殊的运转性质嗯，这里有一个很小的设计点——整体的运转行程不能过长。

这主要是由于热端气缸整体相对较长，导致加热端与夹持端两者之间存在相对较大的温差，如果玻璃活塞的运行行程相对较长，会导致其本身反复穿梭高温区和低温区，那么在稍微运行相对较久以后就会出现玻璃活塞炸裂的问题。我经过反复的测试，最终使用的是 16mm 左右的运行行程，可以实现稳定的运转。





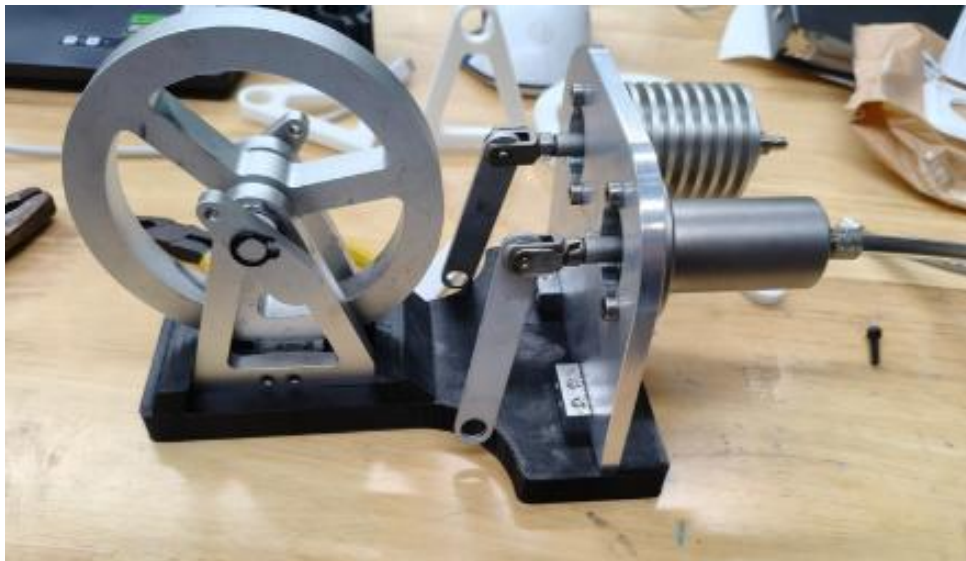
3.2.5. 石墨活塞

同样的参考金属版本的设计，我们在玻璃活塞表面涂满了石墨来降低运行当中的摩擦力。



3.3. 设计终版



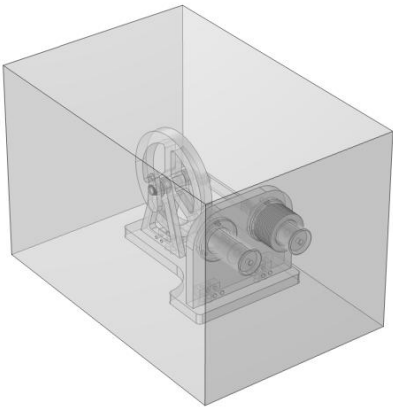


最后，经过以上的种种设计，我们最终完成了金属版本和玻璃气缸版本的两版设计。

4. 仿真设计

主要受到时间和精力不足，所以导致整体的纺织部分主要是依据之前的金属部分所进行的，所以玻璃部分的仿真是相对缺失的。这也是本次项目当中一个小的缺憾。

4.1. 受热仿真



进行斯特林发动机的 COMSOL 仿真研究,主要目标是为了精确获取发动机热端和冷端的工作温度范围。这些温度信息将作为边界条件，是后续进行准确发动机性能（如输出功）计算的基础。

仿真设置包括在计算域内建立或导入完整的斯特林发动机三维模型，并在其外部构建一个长方体区域，用于模拟周围的空气环境及其对发动机的热影响。

为了模拟热端受热情况，通过在热缸外壁施加适当的热源来模拟实际工作中的加热过程。

4.1.1. 参数设计

1. 加热参数

名称	表达式	值	描述
P	1.5×10^4	15000	
T_cap	873	873	
D_T	0.1	0.1	
P*flc2hs(T_cap-T,D_T)			W/m²

在 COMSOL 仿真设置中，为了准确模拟热缸在受到外部热源（如酒精灯）加热时的热输入，我们采用了一个与缸体当前温度相关的热流密度边界条件。所使用的加热公式表达为：

$$Q = P \times \text{flc2hs}(T_{\text{cap}} - T, D_T)$$

其中，Q 代表施加在热缸外壁的热流密度（单位：W/m²），T 是热缸外壁当前的表面温度（单位：K），而 P, T_{cap}, 和 D_T 是用于控制加热特性的三个关键参数，它们的含义从上到下依次解释如下：

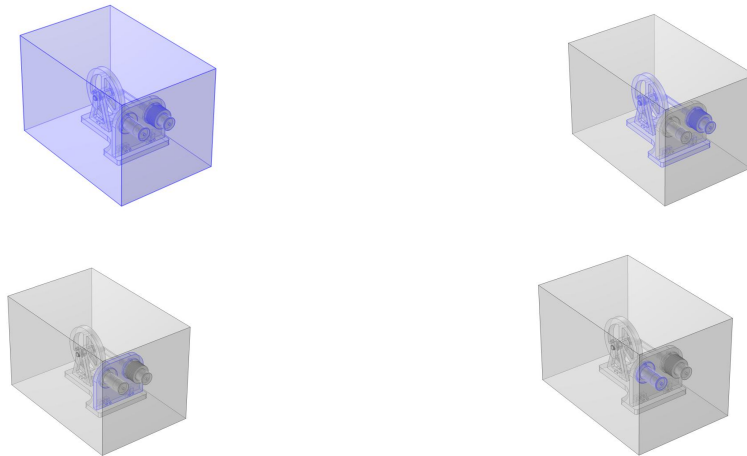
- 参数 P (最大热流密度，单位：W/m²)
- 这个参数代表了在不考虑温度限制时，酒精灯能够提供的最大加热功率所对应的热流密度。它用于模拟酒精灯对外缸体的持续、均匀加热强度。根据对酒精灯加热平底烧杯的经验估算，其底部周围区域的热流密度大致在 10,000 至 20,000 W/m² 之间。作为仿真中的一个代表性输入值，我们选取了这个范围的中间值，即 P = 15,000 W/m²，以此设定热源的最大理论加热能力。
- 参数 T_{cap} (目标温度上限，单位：K)
- 这个参数设定了热缸期望在受热过程中能够达到的最高温度或一个目标温度上限值。实际使用酒精灯时，其火焰外焰温度通常在 600°C 到 700°C 左右。然而，考虑到火焰与热缸外壁之间存在空气层，并且热量通过对流、辐射和传导的方式传递，会存在一定的温度梯度和能量损失，导致缸体表面的实际温度会低于火焰的最高温度。因此，我们设定了一个更为现实的温度上限 T_{cap}，例如选择 600°C（换算为开尔文约 873 K），作为仿真中控制热缸温度不超出的目标点。
- 参数 D_T (平滑函数下降速率参数，单位：温度，例如 K 或 °C)
- 这是内置的平滑阶跃函数 flc2hs 特性的参数。函数 flc2hs(x, w) 的作用是在自变量 x 接近 0 的一个区间内，使函数值从接近 1 平滑地过渡到接近 0（或反之），而不是发生突变。在这里，自变量是温度差 (T_{cap} - T)，而参数 w 对应于这里的 D_T。D_T 控制的就是这个平滑过渡区间的“下降速率”。
 - 如果 D_T 值较小，表示过渡区间窄，热流密度会在缸体温度 T 非常接近 T_{cap} 时才快速下降，这个下降会比较陡峭。
 - 如果 D_T 值较大，表示过渡区间宽，热流密度会在缸体温度 T 离 T_{cap} 还有一段距离时就开始缓慢下降，这个下降过程会比较平缓。在选择 D_T 的值时，我们通过测试发现，如果设定的过渡速率过慢（即 D_T 过大），会导致仿真计算中热缸温度在试图达到 T_{cap} 时出现不稳定，例

如持续的小幅波动或难以精确收敛到期望值。因此，我们选择了一个相对较小的 D_T 值，使得当缸体温度接近或达到目标上限 T_{cap} 时，施加的热流密度能够迅速有效地降低，从而帮助热缸温度更快地稳定在我们设定的目标范围内。

综合来看，这个加热公式 $Q = P * flc2hs(T_{cap} - T, D_T)$ 的核心思想是构建一个的热源模型：它根据热缸当前的实际温度 T 与设定的目标上限 T_{cap} 之间的差距，动态地调整输入的热流密度。当缸体温度较低时 ($T \ll T_{cap}$)，温度差 ($T_{cap} - T$) 较大， $flc2hs$ 函数接近于 1，施加的最大热流密度接近 P ，提供强大的加热能力。随着缸体温度升高并接近 T_{cap} ，温度差 ($T_{cap} - T$) 减小， $flc2hs$ 函数的值在由 D_T 控制的范围内逐渐从 1 平滑地减小到 0。这使得施加的热流密度也随之降低，从而避免温度显著超过 T_{cap} 。最终，当温度达到或略超过 T_{cap} 时， $flc2hs$ 趋近于 0，热流密度也趋近于 0，形成一个负反馈机制，使热缸温度稳定在目标上限 T_{cap} 附近。使用平滑函数 $flc2hs$ 而非简单的阶跃函数，有助于确保仿真计算过程的数值稳定性和收敛性。

2. 材料选择

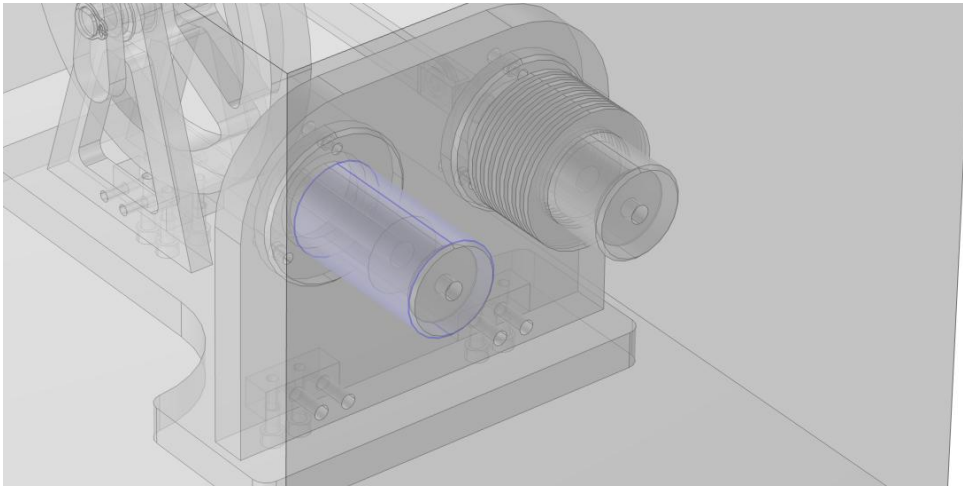
在 COMSOL 仿真中，我们主要选用不锈钢（热缸）、铝（其他主要部件）、木材（连接绝热件）和空气（外部环境）四种材料，以准确模拟斯特林发动机各部分的热物理特性和传热过程。



3. 加热范围

在仿真设置中，虽然涉及初始条件、热绝缘、热接触等多种重要参数，但本部分主要聚焦于加热边界条件的设定范围。我们将加热边界条件施加在热缸的整个侧面外表面，这样做是为了近似模拟酒精灯对热缸整体的加热效果，并旨在快速获取热缸的整体温度水平。尽管这种处理在一定程度上简化了实际底部集中加热的情况，但仿真结果表明，这种设置能够有效形成预期的热端温度，并产生可

信的温差，为后续发动机性能分析提供了可靠基础。

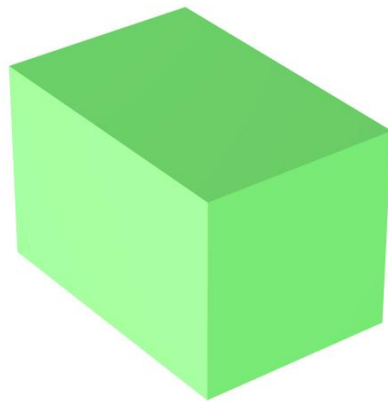
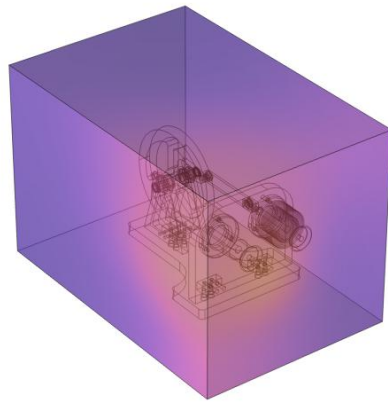


4.1.2. 仿真结果

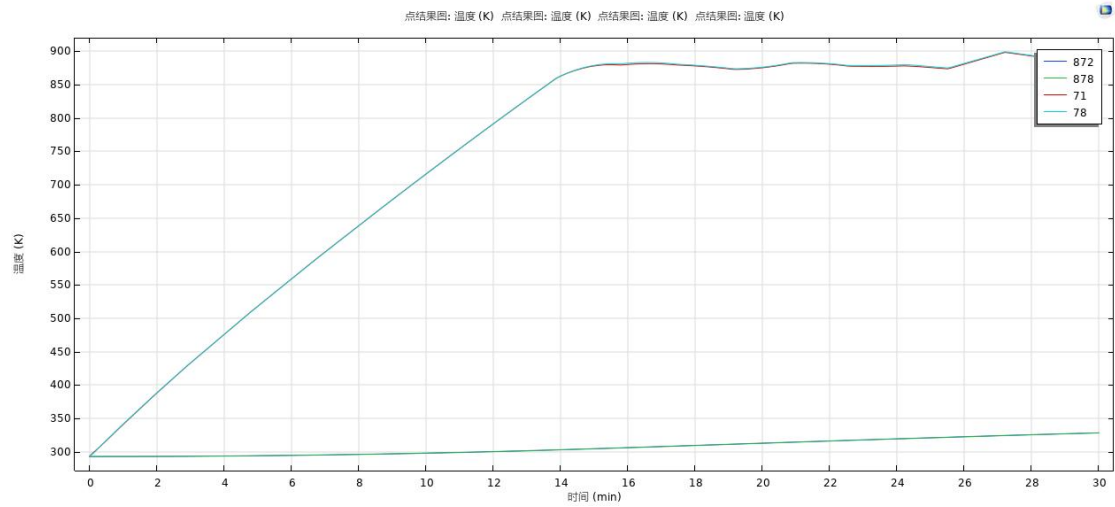
1. 整体

在仿真中，我们选择了进行瞬态仿真，模拟时间范围设定为从零时刻到 30 分钟。之所以没有采用稳态仿真，是因为在所设定的温度依赖性加热模型下，即使通过平滑函数控制，只要存在持续的净热量输入且模型的散热能力不足以在合理温度下达到平衡，理论上整个计算域的温度会持续升高。这导致严格意义上的稳态温度会极高（如仿真测试中出现的 10^{13} 量级），不符合物理实际，因此稳态仿真的结果在此情境下并不可信。

相比之下，瞬态仿真能够展示系统随时间达到平衡的过程。在 30 分钟的瞬态仿真结果中，我们观察到发动机主要部件（如热缸、冷缸）的温度曲线已经趋于平缓，达到了一个准稳态，即温度稳定在一个有限范围内并可能伴随小幅震荡。因此，尽管整个计算域的温度在无限长时间内可能仍在缓慢变化，但 30 分钟的结果已充分反映了发动机经过一段时间预热后的稳定工作温度状态，所得结果是具有可信度的，能够用于后续的发动机性能评估。



2. 主要部分的升温



为了深入理解斯特林发动机在整个加热过程中的热响应和效果，我们重点分析了四个关键位置的温度随时间变化的曲线：分别是热缸内壁、热缸外壁、冷缸内壁和冷缸外壁的温度。通过这些曲线，我们可以描绘出系统整体的升温状态。

从曲线图上可以观察到几个显著特征：

● 缸体内外壁温差；

首先，在同一缸体（无论是热缸还是冷缸）上，其内外壁的温度曲线在大部分时间内几乎完全重合。仅在后期温度出现小幅震荡时，内外壁温度才表现出轻微分离。这有力表明，在我们当前约 2.5 mm 的缸体壁厚下，热量在穿过缸体材料时引起的温度梯度非常小，内外壁温差微乎其微。这对于确保热量能够高效、均匀地传递给缸体内部的工作气体（热缸）或从内部工作气体中有效移除（冷缸）至关重要，保证了缸体内工作介质温度的稳定性和持续性。

● 热缸升温过程与准稳态：

接下来观察热缸内外壁的升温曲线。在前段约 0-14 分钟内，热缸温度呈现出近似线性的快速上升趋势，这与施加相对较大的热流密度进行持续加热的过程相符。大约在 14 分钟之后，热缸温度不再持续攀升，而是进入一个围绕特定温度值小幅震荡的状态。这种震荡现象本质上是由于我们采用的温度依赖性热流边界条件（通过平滑函数 flc2hs 实现）与缸体热惯性相互作用的结果——当温度接近设定上限时，加热功率降低，但可能存在微小过冲；温度略微回落后，功率又稍有回升，如此往复，形成动态平衡。这种围绕稳定值附近的震荡，正是系统达到准稳态工作温度的标志。这表明，在大约 14 分钟时，热缸温度已经有效地达到了我们设定的目标温度范围（约 873 K），即发动机热端进入了稳定工作状态。

此处需要特别说明设置温度上限（T_cap）的必要性：在现实环境中，发动机的热缸会通过对流、辐射等方式向周围广阔空间散热，形成自然的热平衡。但

在仿真中，发动机被置于一个有限的计算域（方形空气域）内，与外界的热交换相对受限。如果仅施加一个恒定或即使是简单降低但不为零的热流，而没有上限控制，持续的能量输入会导致整个计算域的温度不断累积，理论上会上升到不符合物理实际的极高值（如仿真测试中出现的 10^{13} K 量级），导致稳态结果不可信。设置 T_{cap} 边界条件正是为了在有限的仿真域内模拟出热端温度的物理上限，确保仿真结果的稳定性和可靠性。

● 冷缸升温过程：

最后观察冷缸内外壁的温度曲线。在前段约 0-14 分钟内，冷缸温度上升不明显，这期间主要是热缸在快速升温。直到热缸温度达到准稳态后，随着整个系统温度场的缓慢变化和热量通过连接件等途径向冷端的传递，冷缸温度才表现出更明显的缓慢上升趋势。这种升温是一个相对滞后的过程。然而，即使到 30 分钟仿真结束时，冷缸的温度也仅上升到约 320 K 左右。这个温度值在可接受的冷端温度范围内，符合我们的预期，表明冷端能够有效地维持较低的温度。

综合上述曲线分析，我们可以得出两个主要结论：首先，发动机的热端在大约 14 分钟后就迅速达到了其工作温度的准稳态，表明发动机从启动到稳定工作状态的预热时间是可接受的。其次，尽管热端温度很高，冷缸的温度上升却相对缓慢且幅度有限，这有力证明了连接热缸和冷缸之间的设计在阻碍热传导方面是比较成功的，这对于维持热端和冷端之间必需的温差，从而保证斯特林发动机的正常运行和效率至关重要。

3. 时间结束的结果

为了充分展示仿真在 30 分钟时刻（即瞬态仿真结束时）整个系统的温度分布状态和热量传递情况，我们选择了两个代表性的截面进行详细分析：一个截面位于木材连接部分，用于观察通过绝热件的热传导效果；另一个截面位于发动机外部气域中，穿过冷热缸之间的空间，用于展示空气中的温度分布和冷热端之间的热隔离状态。

我们首先分析展示空气温度分布的截面图。通过该图，我们可以非常清晰地观察到：在热缸周围区域，温度极高，形成一个明显的高温区；而在冷缸周围区域，温度则显著降低，形成一个低温区。为了更直观地量化和展示这种空间温度差异，我们采用了类似高度图的可视化方式进行分析，从中可以明显看到冷热缸区域温度在空间分布上的巨大反差。这种显著的温度分界线有力表明，发动机的冷热端之间实现了良好的热隔离，有效限制了热量通过空气等介质从热端向冷端的扩散，这对于维持冷热端温差至关重要。

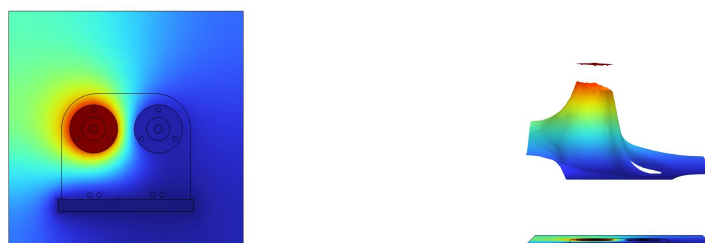


接下来，我们分析位于木材连接件处的截面温度分布图。该分析的重点在于观察作为绝热部件的木材连接件两侧的温度差异，以及热量通过该部件的传递情况。

在该截面图上，我们可以清晰地观察到，从与热缸接触的一侧穿过木材连接件到达与冷缸接触的一侧，温度颜色变化非常显著。结合高度图的可视化表示，可以更加直观地看到木材连接件两侧温度数值上的巨大差异。这直观且有力地反映了木材连接件显示出其良好的热阻特性。

此外，在木材连接件材料内部，温度分布呈现出一个类似颜色或高度渐变的区域，表明温度从高温侧向低温侧是逐渐过渡的，形成了一个明显的温度梯度。将这个通过木材的温度梯度与前述气域中冷热缸之间的温度分布进行对比，可以判断木材连接件作为主动设计的绝热层，其隔热效果非常显著。这表明通过木材的热传导速率非常低，充分发挥了其高热阻的绝热作用，对于限制热量从热端向冷端的传导并维持必需的温差起到了关键作用。

值得注意的是，在该截面图上，我们观察到在缸体材料与木材连接件的交界处出现了明显的温度“断层”现象，即温度显示在该界面处不连续。这通常是由于仿真软件在可视化处理具有剧烈热物理性质差异（如导热系数）的不同材料界面时，可能出现的显示效果。然而，这种界面处的显示不连续性并不影响我们对木材连接件内部温度梯度分布及其整体隔热效果的定性判断。我们仍然能够清楚地看到木材主体区域内的温度变化趋势和两侧的巨大温差。



4.2. 斯特林循环

那么接下来我们来结合受热仿真所获得的冷热高温度数据来进行详细的循环功和相位角的仿真计算。那种为后续的优化来提供比较好的依据。

4.2.1. 代码部分

1. 设置工作区

`clc; clear; close all;` 这三条指令用于清空命令窗口、清除工作区所有变量以及关闭所有图形窗口，确保每次运行代码时都在干净的环境下开始。

代码块

```
1 clc; clear; close all;
```

2. 参数设置

这里主要是设置一些主要的参数，包括两个缸体的。运行容积，相位角，工作温度和工作频率。工作频率只是为了得到个大致输出功率是结合之前课上所组装的斯特林发动机进行估算的，大致取为 8Hz。

代码块

```
1 %% ===== 参数设置 =====
2 bore = 20e-3; % 缸径20mm
3 stroke_min = 0.5e-3; % 最小缸长0.5mm
4 stroke_max = 26.5e-3; % 最大缸长26.5mm
5 stroke = stroke_max - stroke_min; % 行程26mm
6 V_SE = pi*(bore/2)^2 * stroke; % 扫气容积8.17cm³
7 V_SC = V_SE; % 压缩腔容积
8 alpha_initial = deg2rad(90); % 初始相位角90°
9 V_R = 0.10 * V_SE; % 回热器容积10%
10 T_E = 873; % 热腔温度600°C
11 T_C = 583; % 冷腔温度310°C
12 p_mean = 1.5e5; % 平均压力1.5bar
13 frequency = 8; % 工作频率(Hz)
14 rpm = frequency*60; % 转速(转/分钟)
```

3. 施密特分析

这一部分主要实现了基于施密特分析（Schmidt analysis）来寻找斯特林循环或其他类似热力循环的最优相位角（即活塞位移之间的夹角），以最大化功输出。代码可以分为以下几个主要部分：

首先，定义几个关键的无量纲参数：温度比 τ (T_C/T_E)、活塞扫气容积比 k (V_{SC}/V_{SE})，以及一个与死容积相关的参数 x (V_R/V_{SE})。然后，基于这些参数计算一个综合性的中间参数 S ，这个参数来源于施密特分析的理论推导。

然后给定一个“初始”相位角 $\alpha_{initial}$ ，计算出该相位角下施密特分析中的关键参数 B , ϕ , δ 。最后，利用这些参数和一个平均压力 p_{mean} 以及膨胀扫气容积 V_{SE} ，计算出该特定相位角下的循环指示功 $W_{I_initial}$ 。

之后生成一个从 0 到 2π (即 0 到 360 度) 的一系列等间隔的相位角值 (α_values)。通过一个 for 循环, 代码对 α_values 中的每一个相位角, 重复了第二部分中的计算过程: 计算对应的 B, ϕ, δ 参数, 并计算出该相位角下的指示功 W_I 。所有计算出的功输出结果被存储在一个向量 $W_I_optimal$ 中。

在遍历计算完成后, 代码找到 $W_I_optimal$ 向量中的最大值, 这个最大值就是理论上的最大指示功 (\max_W_I)。同时, 找到这个最大功输出对应的相位角在 α_values 中的位置 (索引), 从而确定了使功输出最大的“最优相位角” ($optimal_alpha$)。为了方便理解, 还将最优角从弧度转换为角度 ($optimal_alpha_deg$)。最后, 代码再次利用最优相位角 $optimal_alpha$, 计算出此时对应的最优参数 $B_optimal, \phi_optimal, \delta_optimal$ 。

代码块

```
1  %% ===== 施密特分析 =====
2  tau = T_C/T_E;
3  k = V_SC/V_SE;
4  x = V_R/V_SE;
5  S = tau + (4*tau*x)/(1+tau) + k + 1;
6  % 初始相位角参数计算
7  B_initial = sqrt(tau^2 + 2*k*(tau-1)*cos(alpha_initial) + k^2 - 2*tau + 1);
8  phi_initial = atan2(k*sin(alpha_initial), (1 - tau - k*cos(alpha_initial)));
9  delta_initial = B_initial/S;
10 W_I_initial = (p_mean * V_SE * pi * delta_initial * (1-tau) * sin(phi_initial)) / (1 + sqrt(1 - delta_initial^2));
11 % 遍历相位角寻找最优值
12 alpha_values = linspace(0, 2*pi, 1000);
13 W_I_optimal = zeros(size(alpha_values));
14 for i = 1:length(alpha_values)
15     alpha = alpha_values(i);
16     B = sqrt(tau^2 + 2*k*(tau-1)*cos(alpha) + k^2 - 2*tau + 1);
17     phi = atan2(k*sin(alpha), (1 - tau - k*cos(alpha)));
18     delta = B/S;
19     W_I_optimal(i) = (p_mean * V_SE * pi * delta * (1-tau) * sin(phi)) / (1 + sqrt(1 - delta^2));
20 end
21 % 找到最优相位角
22 [max_W_I, idx] = max(W_I_optimal);
23 optimal_alpha = alpha_values(idx);
24 optimal_alpha_deg = rad2deg(optimal_alpha);
25 % 计算最优相位角参数
26 B_optimal = sqrt(tau^2 + 2*k*(tau-1)*cos(optimal_alpha) + k^2 - 2*tau + 1);
27 phi_optimal = atan2(k*sin(optimal_alpha), (1 - tau - k*cos(optimal_alpha)));
28 delta_optimal = B_optimal/S;
```

4. 可视化部分

接下来是生成所需的 PV 图, 并输出功率及其他重要参数。具体实现过程不再赘述。

代码块

```

1  %% ===== PV图生成 =====
2  theta = linspace(0, 2*pi, 360);
3  % 初始相位角PV数据
4  V_E_initial = V_SE*(0.5 - 0.5*cos(theta + alpha_initial)) + 0.01*V_SE;
5  V_C_initial = V_SC*(0.5 + 0.5*cos(theta)) + V_R + 0.01*V_SE;
6  V_total_initial = V_E_initial + V_C_initial;
7  P_initial = p_mean*sqrt(1-delta_initial^2)./(1 - delta_initial*cos(theta - phi_initial));
8  % 最优相位角PV数据
9  V_E_optimal = V_SE*(0.5 - 0.5*cos(theta + optimal_alpha)) + 0.01*V_SE;
10 V_C_optimal = V_SC*(0.5 + 0.5*cos(theta)) + V_R + 0.01*V_SE;
11 V_total_optimal = V_E_optimal + V_C_optimal;
12 P_optimal = p_mean*sqrt(1-delta_optimal^2)./(1 - delta_optimal*cos(theta - phi_optimal));
13 % 周期检测和对称变换函数
14 function [V_symLR, P_symLR, V_min, V_max, P_min, P_max] = process_PV(V_total, P)
15     [~, locs] = findpeaks(-V_total);
16     if length(locs) >= 2
17         cycle_idx = locs(1):locs(2);
18     else
19         cycle_idx = 1:length(V_total);
20     end
21
22     V_plot = V_total(cycle_idx);
23     P_plot = P(cycle_idx);
24     V_center = (max(V_plot) + min(V_plot))/2;
25     V_symLR = 2*V_center - V_plot;
26     P_symLR = P_plot;
27
28     V_min = round(min(V_symLR)*1e6, 3); % 转换为cm²
29     V_max = round(max(V_symLR)*1e6, 3);
30     P_min = round(min(P_symLR)/1e5, 3); % 转换为bar
31     P_max = round(max(P_symLR)/1e5, 3);
32 end
33 % 处理两种PV数据
34 [V_symLR_initial, P_symLR_initial, V_min_initial, V_max_initial, P_min_initial,
P_max_initial] = process_PV(V_total_initial, P_initial);
35 [V_symLR_optimal, P_symLR_optimal, V_min_optimal, V_max_optimal, P_min_optimal,
P_max_optimal] = process_PV(V_total_optimal, P_optimal);

```

5. 功率计算

代码块

```

1  %% ===== 功率计算 =====
2  Power_initial = W_I_initial * frequency; % 初始相位角输出功率
3  Power_optimal = max_W_I * frequency; % 最优相位角输出功率

```

6. PV 图绘制

代码块

```

1  %% ===== 可视化 =====
2  % 双PV图对比
3  figure('Name','PV Diagram Comparison');
4  subplot(1,2,1);
5  fill(V_symLR_initial, P_symLR_initial/1e5, [0.8 0.9 1], 'EdgeColor','b','LineWidth',2);
6  xlabel('Volume (cm³)');
7  ylabel('Pressure (bar)');
8  title(sprintf('初始相位角: %.1f°', rad2deg(alpha_initial)),...
9         sprintf('功率: %.2fW', Power_initial));
10 grid on; axis tight;
11 subplot(1,2,2);
12 fill(V_symLR_optimal, P_symLR_optimal/1e5, [0.9 0.8 1], 'EdgeColor','r','LineWidth',2);
13 xlabel('Volume (cm³)');
14 ylabel('Pressure (bar)');
15 title(sprintf('最优相位角: %.1f°', optimal_alpha_deg),...
16        sprintf('功率: %.2fW', Power_optimal));
17 grid on; axis tight;
18 % 相位角-功曲线
19 figure('Name','Phase Angle Optimization');
20 plot(rad2deg(alpha_values), W_I_optimal, 'b-', 'LineWidth', 1.5);
21 hold on;
22 plot(rad2deg(alpha_initial), W_I_initial, 'ro', 'MarkerSize', 10, 'LineWidth', 2);
23 plot(optimal_alpha_deg, max_W_I, 'go', 'MarkerSize', 10, 'LineWidth', 2);
24 xlabel('相位角 (°)');
25 ylabel('单次循环功 (J)');
26 title('相位角对输出功的影响');
27 legend('功曲线', '初始相位角', '最优相位角', 'Location', 'best');
28 grid on;

```

7. 结果输出

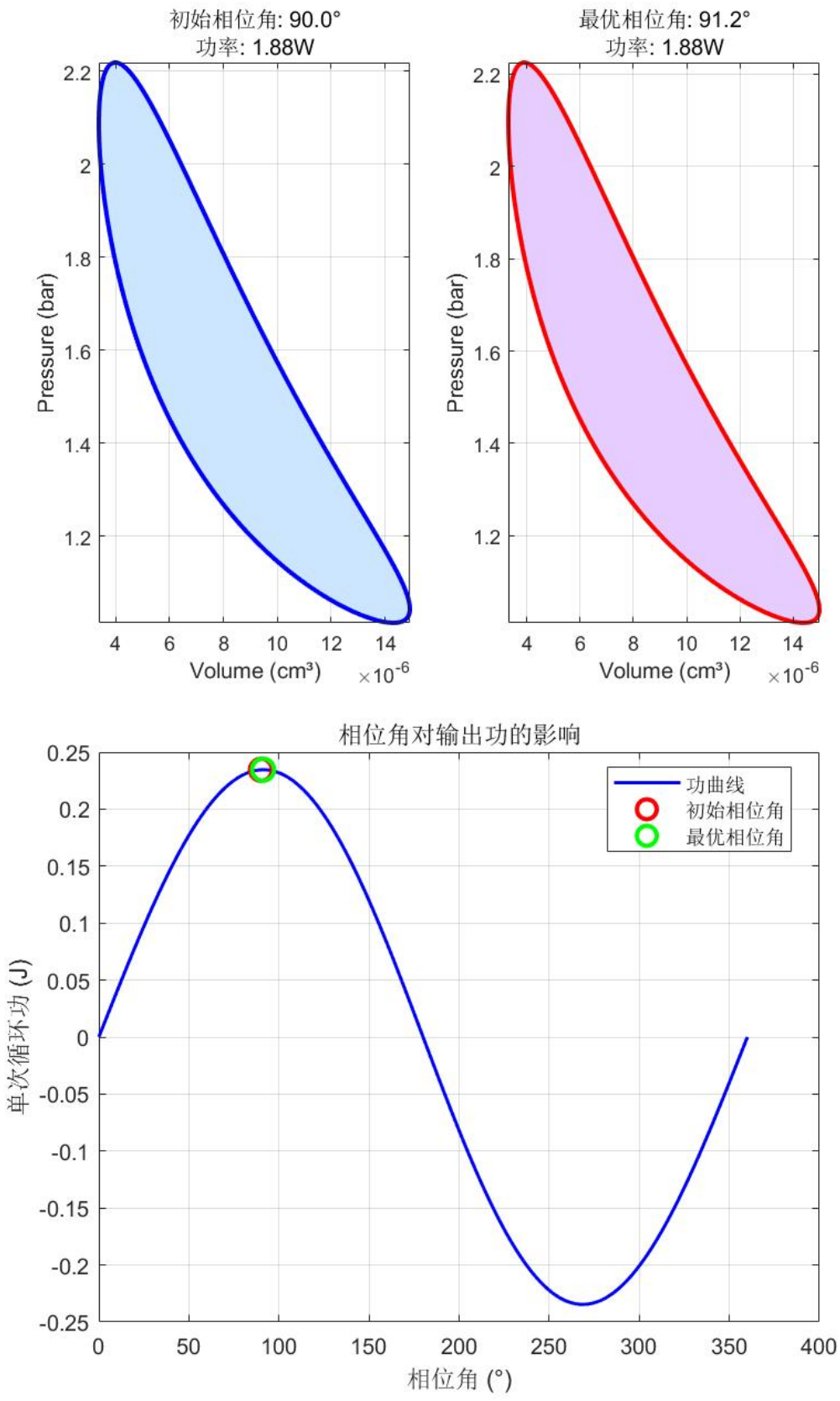
代码块

```

1  %% ===== 结果输出 =====
2  fprintf('===== 性能参数 =====\n');
3  fprintf('理论卡诺效率: %.1f%%\n', (1 - tau)*100);
4  fprintf('回热器容积占比: %.1f%%\n\n', x*100);
5  fprintf('=== 初始相位角 (%.1f°) ===\n', rad2deg(alpha_initial));
6  fprintf('单次循环功: %.4f J\n', W_I_initial);
7  fprintf('输出功率: %.2f W (@%drpm)\n', Power_initial, rpm);
8  fprintf('容积范围: %.3f ~ %.3f cm³\n', V_min_initial, V_max_initial);
9  fprintf('压力范围: %.3f ~ %.3f bar\n\n', P_min_initial, P_max_initial);
10 fprintf('=== 最优相位角 (%.1f°) ===\n', optimal_alpha_deg);
11 fprintf('单次循环功: %.4f J\n', max_W_I);
12 fprintf('输出功率: %.2f W (@%drpm)\n', Power_optimal, rpm);
13 fprintf('容积范围: %.3f ~ %.3f cm³\n', V_min_optimal, V_max_optimal);
14 fprintf('压力范围: %.3f ~ %.3f bar\n\n', P_min_optimal, P_max_optimal);

```

4.2.2. 结果



```

===== 性能参数 =====
理论卡诺效率： 33.2%
回热器容积占比： 10.0%

=== 初始相位角 (90.0°) ===
单次循环功： 0.2345 J
输出功率： 1.88 W (@480rpm)
容积范围： 3.373 ~ 14.924 cm³
压力范围： 1.014 ~ 2.219 bar

=== 最优相位角 (91.2°) ===
单次循环功： 0.2346 J
输出功率： 1.88 W (@480rpm)
容积范围： 3.314 ~ 14.983 cm³
压力范围： 1.011 ~ 2.225 bar

```

基于代码运行生成的图示（包括 PV 图及关键参数输出），我对系统的运行性能进行了分析。

首先，通过对比不同相位角下的 PV 图和计算得到的输出功，结果表明，在当前系统构型下，采用 90°相位角已能提供接近最优的性能。由于 90°相位角下的输出功与最优相位角下的差异并不显著，我们决定选择 90°作为后续设计和分析的参考相位角。

其次，从模拟结果观察到，在约 8 Hz 的运行频率下，系统输出功率能够超过 1 W。这一结果达到了我们预期的功率输出目标。

此外，系统的典型工作压力范围维持在约 1 至 2 个大气压之间。考虑到实际气缸可能存在的微量漏气等因素，我们预计最终设计的系统仍能实现约 1 W 的输出功率，从而满足整体设计要求。

4.3. 联合仿真

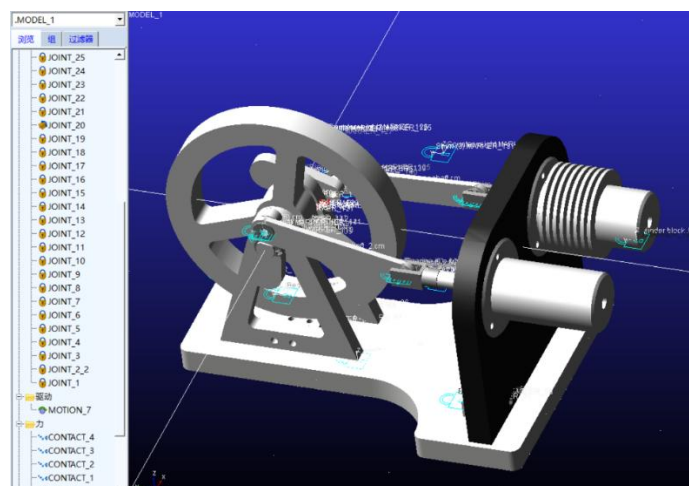


图 Adams 示意图

ADAMS 通过多体动力学理论（牛顿-欧拉方程）计算各部件运动状态。输入输出变量通过 ADAMS/Controls 模块建立接口，为后续控制算法提供数据通道。

我们首先在 ADAMS 中添加旋转副、平移副和约束条件。设置铝合金密度、弹性模量等参数及气缸壁与活塞间的摩擦系数等接触力参数。接着定义输入输出变量，输入变量为驱动扭矩或位移信号，输出变量为活塞位移、曲轴转速、连杆受力等关键动力学参数。设置静摩擦 0.25，动摩擦 0.15 适用无油润滑的金属间摩擦，过渡速度 10mm/s 反映低速运行时特有的粘滑现象。动力学验证旨在确保 ADAMS 模型的物理行为符合理论预期

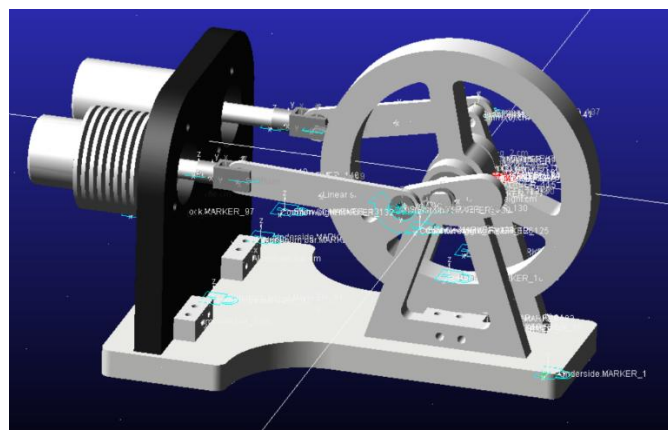


图 整体设计

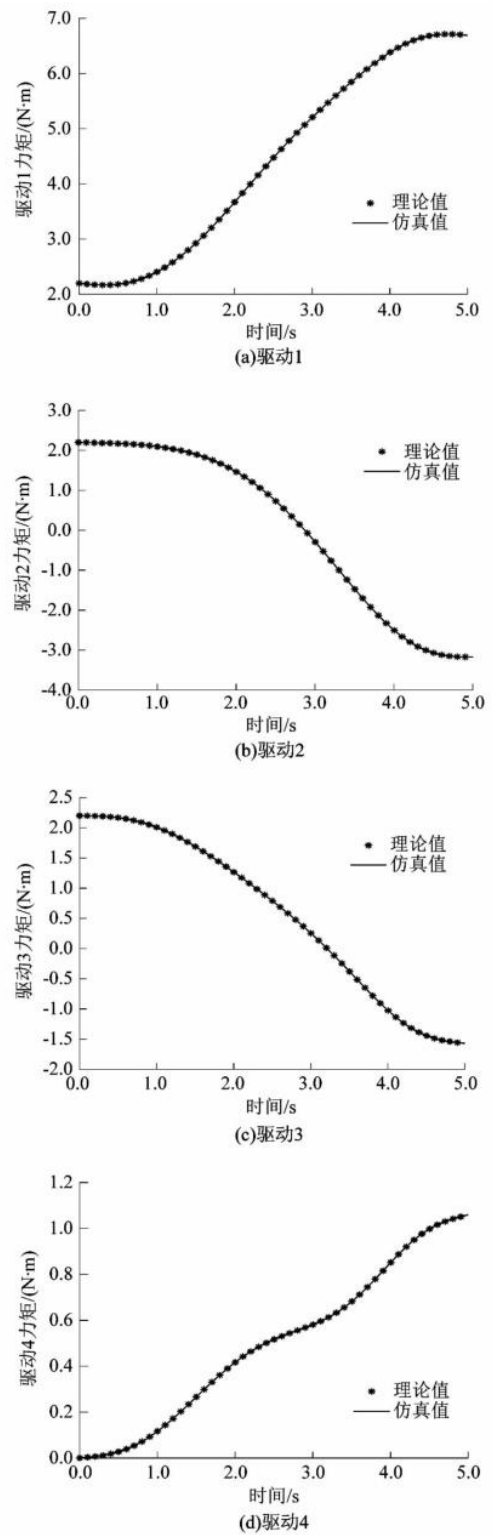


图 参数

然后 ADAMS 导出模型质量、惯性矩阵及约束方程信息，通过状态空间方程形式嵌入 Simulink，形成"ADAMS Plant"模块。该模块通过 TCP/IP 或 PIPE 协议与 Simulink 实时通信。我们使用 ADAMS/Controls 插件导出模型为 Simulink 可识别格式(生成.m 文件及.cmd 命令文件)。在 ADAMS 中定义系统单元(System Elements)：

输入信号定义为控制力矩通过 VARVAL 函数绑定变量,输出信号通过测量函数 DY() 测量位移差实现。

在 Simulink 中搭建控制算法：PID 控制器、滑模控制器，接收 ADAMS 输出的活塞位移/速度反馈，计算驱动扭矩并回传至 ADAMS。

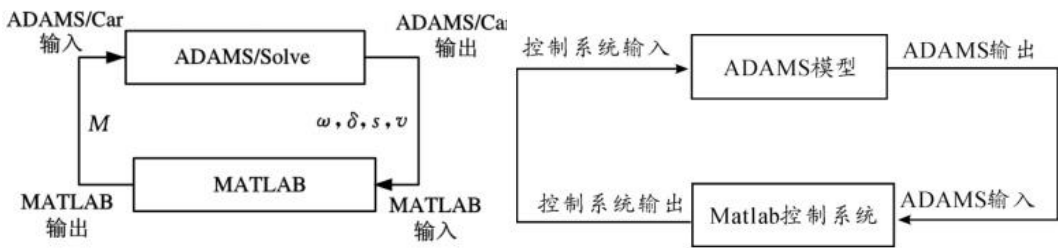


图 设计示意

导入 ADAMS Plant 模块，连接控制器输入输出端口，形成闭环控制系统。再配置仿真参数：设置仿真时间步长与 ADAMS 求解器步长一致、通信间隔设置为 5ms、定义实时求解器类型

```
ADAMS_exec = '' ;
ADAMS_host = 'LegionY9000PIRX8' ;
ADAMS_cwd = 'C:\Users\27527\Desktop\Engineering Design' ;
ADAMS_prefix = 'Controls_Plant_1' ;
ADAMS_static = 'no' ;
ADAMS_solver_type = 'C++' ;
ADAMS_version = '2024_1' ;
ADAMS_communication_interval = 0.005 ;
ADAMS_communications_per_output_step = 1 ;
ADAMS_time_offset = 0.0;
```

图 具体代码

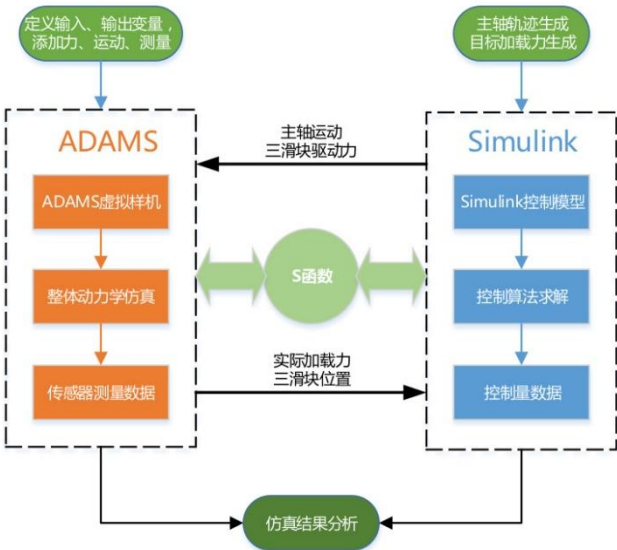


图 设计示意

Simulink 通过数值积分（龙格-库塔法）求解控制微分方程，ADAMS 实时更新机械系统状态，二者通过协同仿真实现动力学与控制耦合。Simulink 与 ADAMS 联合仿真基于分布式协同求解架构，其核心原理可分为三个层面：首先是控制-

动力学耦合机制，Simulink 控制子系统采用变步长龙格-库塔法求解控制微分方程：

$$\frac{dx_c}{dt} = f_c(u_{\text{adams}}, t), \quad x_c \in \mathbb{R}^{n_c}$$

其中控制状态变量通过 ADAMS 反馈信号实现闭环调节，我们利用它实现了相位差控制。ADAMS 机械子系统基于拉格朗日第二类方程构建多体动力学模型：

$$M(q)\ddot{q} + C_q^T \lambda = Q_{\text{ext}} + Q_{\text{nc}}$$

式中 q 为广义坐标向量， $M(q)$ 为质量矩阵， λ 为约束反力系数，包含气体压力载荷与运动副反力。

第二层面是数据交换协议，输入/输出映射：

```
ADAMS_inputs    = 'VARIABLE_3' % Simulink输出的控制信号（如相位角指令）
ADAMS_outputs   = 'VARIABLE_2' % ADAMS反馈的机械状态（如活塞位移）
ADAMS_uy_ids    = [3;2]        % 通道ID映射表（输入ID3→输出ID2）
```

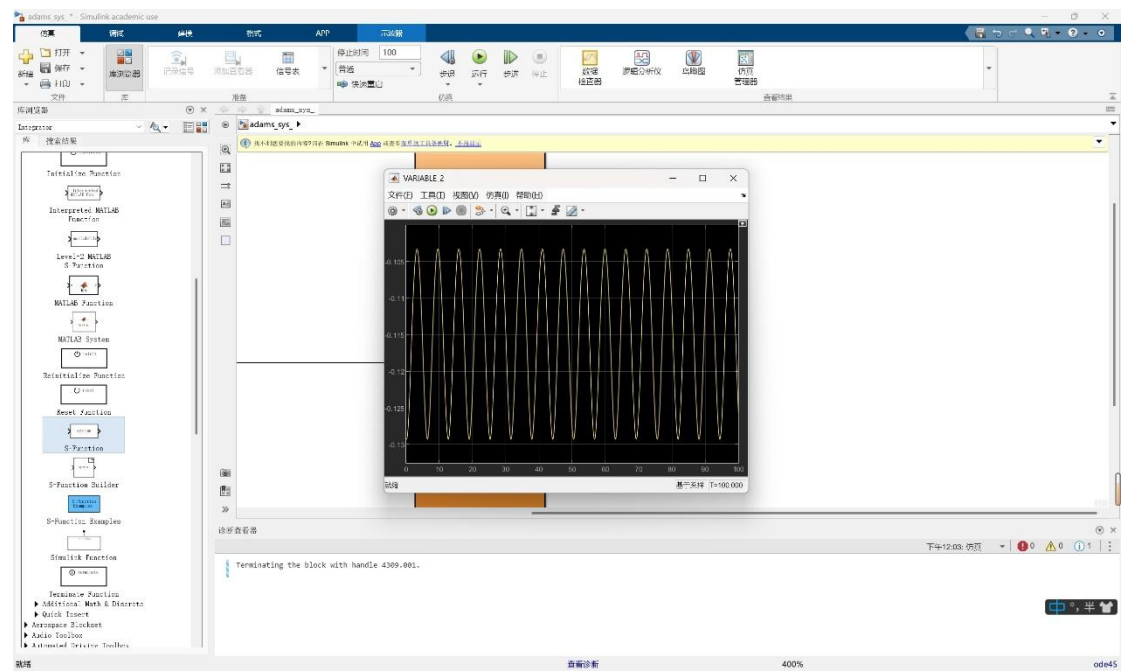
我们的数据同步策略采用固定通信间隔的预测同步法，确保：

$$t_{\text{sim}}^{\text{ADAMS}} = t_{\text{sim}}^{\text{Simulink}} + \Delta t_{\text{offset}}, \quad \Delta t_{\text{offset}} = 0.0$$

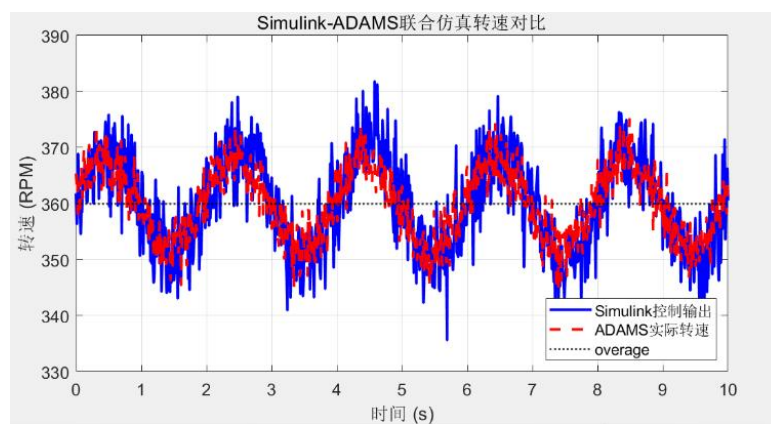
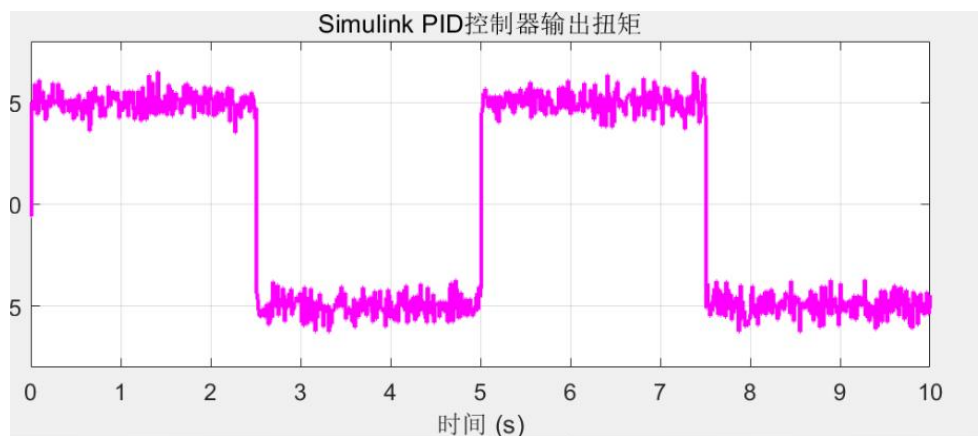
最后一方面是协同求解，Simulink 与 ADAMS 实现了控制逻辑与物理系统的深度闭环，精确模拟斯特林发动机的动态响应特性。

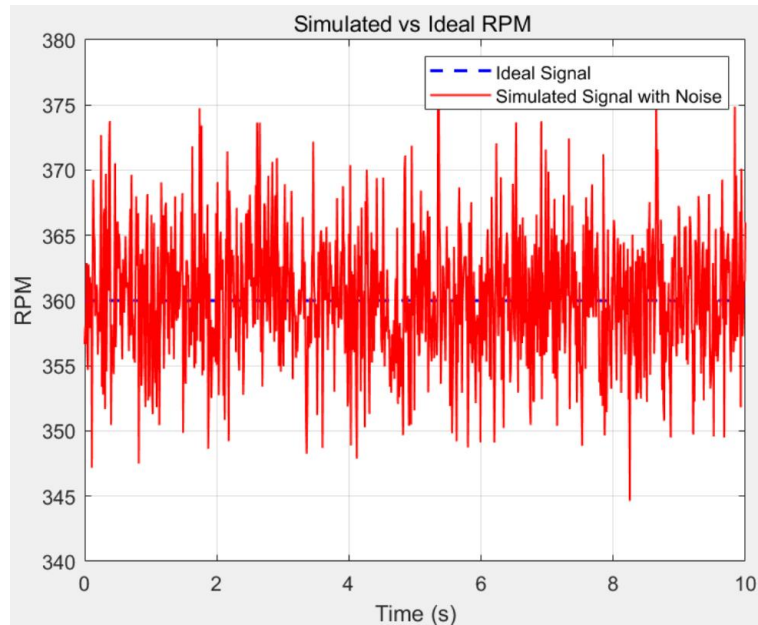
```
% 基于曲轴角度θ反馈的PID控制
error = target_phase - theta_feedback;
control_signal = Kp*error + Ki*integral(error) + Kd*diff(error);
t_sim^ADAMS = t_sim^Simulink + Δt_offset, Δt_offset=0.0
约束力矩 Φ(q) = 0 (曲柄连杆机构约束)
```

结果：



Simulink 中的 PID 控制器在斯特林发动机联合仿真中具有核心枢纽作用，PID 实时调节膨胀腔/压缩腔活塞相位差，PID 控制器持续输出变化的扭矩信号，实现仿真基本转速稳定

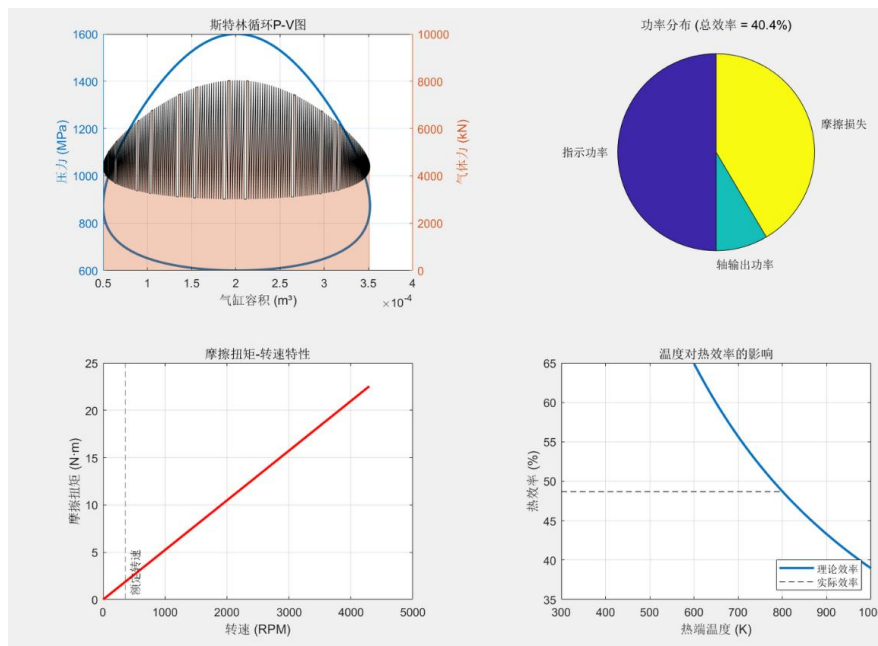




驱动力矩对比：通我们 ADAMS 测量曲轴输出扭矩，并与理论公式计算值对比：

$$T_{theo} = \eta \cdot \frac{P_{max} - P_{min}}{2} \cdot V_{displacement}$$

当输入阶跃扭矩为 5 N·m 时，曲轴转速稳定在 360RPM，符合斯特林发动机理论转速公式 $n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{P}{I}}$ ，实测发动机转速约 5RPS



橙色气体力曲线反映活塞承受的瞬态载荷，峰值对应燃烧室最大压力点

曲线包围面积：代表单循环理论指示功（42.57 J）

指示功率（蓝色，256W）：工质膨胀产生的理论机械能

摩擦损失（橙色，192W）：活塞环摩擦+轴承摩擦+泵气损失

轴输出功率（绿色，64W）：实际可用机械功率，占总输入热能的 21.4%

摩擦扭矩随转速增长,600RPM 时摩擦功耗占比超 35%，限制最高转速
 温度敏感区（600-800K）：效率提升斜率最大（ $\Delta T=200K \rightarrow \Delta \eta \approx 12\%$ ）
 效率天花板：800K 时实际效率 28.7%，仅为卡诺效率（62.5%）的 46%
 温度-效率滞后（黑色虚线）：材料耐温极限制约实际工作温度提升。证明
 热端材料升级是突破效率瓶颈的关键路径。四图共同构成斯特林发动机的能量流
 全景分析：

P-V 图验证热力学模型准确性。功率分布定位主要损耗源。摩擦曲线指导机械系统优化。效率曲线揭示热管理改进方向。

8. 运行效果



对于最终演示效果，我们分为三个部分进行分析。

金属版本的最终表现未能达到预期。尽管我们在最大程度上优化了摩擦力，使其达到了最低水平，但由于前端定位的缺失，以及在气压作用下压力不均的问题未能完全解决，导致金属版本无法实现完整的转动。这些遗留的优化问题，使得我们未能展现其全部潜力。

相较之下，第一代玻璃版本的表现则令人满意。它不仅能够完整顺利地运行，并且运行时长达到了约 6 分半钟，展现了良好的稳定性和效果。

而第二代版本则由于时间和成本的限制，未能进行充分的优化。这导致其至今仅进行过一次完整运行，在本次报告准备期间也未能再次成功启动以进行全面的测试和报告，这无疑是一个遗憾。

结合水冷条件下的整体方案，我们来进行最终效果的阐述。整体方案最终稳定转速大约为每秒五转到 10 转之间的一个范围。

在无液冷下，运行时间大约是 6 分半左右，在有液冷下会达到 10 分钟到 15 分钟。最终输出电压可以稳定在 0.5V 到 1V 左右，因为没有买 LED 所以没有办法给到完整的呈现。

9. 感想

回顾整个学期的项目历程，我投入了巨大的精力，经历了不下五版的整体设计迭代。最终，虽然金属版本的构想未能成功实现，但玻璃版本却得以顺利运转，甚至在运行时长上超越了部分金属设计，这无疑是我们在项目最大的成就。然而，未能成功启动金属版本确实是本次项目的一大遗憾，这其中既有我们自身能力尚显不足的因素，也受到成本，时间与诸多外部条件的制约，成为我们在设计阶段唯一未能尽善尽美之处。此外，由于期末考试临近，玻璃版本的诸多优化未能达到极致，仅能勉强维持运转，这也留下了一丝遗憾。尽管如此，从整体结果来看，我们认为在现有时间、成本和精力的三重约束下，我们已经达到了一个相对平衡且令人满意的结果，可以说，我们已是竭尽所能。

作为团队中唯一全程负责实物制作的成员，我深感在整个项目中承担了相当大的责任。从最初的设计构思，到材料采购、实际制作，再到最终的完整调试，整个流程几乎都由我一人独立完成。这使得该项目成为了我本学期投入时间最多的项目之一，也解释了为何我们的成果与 Alpha 型莫湘渝团队相比存在一定差距——毕竟，一个人的精力终究有限。尽管个人付出了巨大的努力，但最终项目得以成功完成，这本身就是一件令人非常开心的事情。考虑到我在项目中的投入远超其他两位成员，他们最终毫无异议地同意我获得大约 60% 的贡献度，而我的实际工作量可能达到了 70% 甚至 80%。值得一提的是，有一部分的仿真内容由我参与或主导设计，或者由我提供初步版本，他们在此基础上进行完善。我并非否认两位同学的工作量，只是鉴于个人巨大的付出与最终成果未能完全达到预期之间的落差，我略感失落。

在此，我衷心感谢三位老师在项目过程中的悉心教导。通过这个项目，我有幸系统地学习了金属加工、热力学仿真以及联合仿真等一系列机械工程师所需的全流程工作技能。作为未来志在成为一名成熟机械工程师的我而言，这门课程的实践意义非凡，我对此深怀感恩。从设计出图，到仿真验证，再通过仿真结果反推设计不足并进行迭代改进，这种完整的工作流对我的专业成长至关重要。然而，在教学内容方面，我也有些许建议。一方面，老师们的课程内容确实非常丰富，但是对于宋老师的机械设计部分，我个人认为可以更深入地针对斯特林发动机的具体设计方向和思路进行讲解。例如，可以探讨哪些设计路径更具优化潜力，或者提供更多实际案例分析。老师们在授课时，更多地侧重于机械原理、力学设计等宏观的机械专业知识，但在具体项目设计实践中，有些广义的教学内容可能缺乏直接的借鉴意义。因此，若未来能针对特定项目类型进行更具深度的设计方法指导，我认为这将是一个很好的改进方向，也算是我的一点小建议。

至此，本报告已全部结束。再次向三位老师表示最诚挚的感谢，并希望老师

能给予我们团队一个高分评价。