



上海交通大學

SHANGHAI JIAO TONG UNIVERSITY

# 花蛤壳肉分离装置结题报告

学院 机械与动力工程学院

课程 设计与制造 II

小组成员 毛杰鑫、徐蕴航、张津铭、周至、叶祉安

2026 年 1 月 15 日

## 摘 要

针对小型花蛤加工环节中“去壳—壳肉分离”设备适配性不足的问题，现有市售去壳装置普遍存在设备体量大、运行条件要求严苛、综合成本较高等局限，难以满足中小规模生产与灵活部署的需求。为此，本项目设计并研制了一种小型花蛤壳肉分离装置，以“低成本、易部署、高效率”为目标，构建了由辊轮破壳与振动筛分离构成的连续化处理流程。装置首先采用自动给料系统和蒸汽加热装置实现对花蛤闭壳肌的破坏，然后利用辊轮对花蛤壳体施加挤压与剪切作用，实现对贝壳结构的有效破坏；最后通过振动筛对破壳后的混合物进行分级筛分，实现壳片与软体组织的快速分离。综合设计表明，该装置在保持结构紧凑与制造成本可控的前提下，具备高于人工开壳的作业效率，可为小型化、经济型贝类去壳与分离装备提供一种可行方案。

关键词：花蛤，水产品预处理，壳肉分离，机械设计

## 目录

<b>1 项目介绍</b>	<b>5</b>
1.1 项目背景	5
1.2 市场调研	5
1.2.1 行业数据	5
1.2.2 产业现状与分析	5
1.2.3 项目意义	6
1.3 项目总览	7
1.3.1 项目目标	7
1.3.2 功能分解	8
1.4 计划与预算	9
1.4.1 项目计划	9
1.4.2 项目初步预算	10
<b>2 具体实现模块（详细设计）</b>	<b>11</b>
2.1 壳肉连接破坏模块	11
2.2 花蛤外壳破坏模块	12
2.3 振动筛选壳肉模块	13
2.4 总体装配总结	15
<b>3 工程图</b>	<b>16</b>
3.1 振动筛部分	16
3.2 给料机构传动部分	16
<b>4 设计与校核</b>	<b>18</b>
4.1 齿轮模数设计	18
4.2 轴承寿命计算	19
4.3 凸轮参数设计	20
4.4 同步带轮中心距设计 (3M 同步带)	20
4.5 偏置曲柄滑块连杆机构设计与压力角校核	21
4.6 振动筛设计	22
4.6.1 初步构想	22
4.6.2 运动实现	22
4.7 碾压辊应力仿真	26
<b>5 装配过程以及注意事项</b>	<b>28</b>
5.1 装配过程	28
5.1.1 总体装配流程	28

5.1.2	型材机架搭建与基础校核	28
5.1.3	振动筛模块安装与运动检查	28
5.1.4	辊轮破壳模块与轴系安装	29
5.1.5	电机安装、齿轮啮合与传动对中	29
5.1.6	整机联动调试与带料验证	29
5.2	遇到的问题以及解决措施	30
5.2.1	振动筛驱动连杆优化	30
5.2.2	进料口挡板改进	31
5.2.3	联轴器的优化	32
<b>6</b>	<b>项目测试</b>	<b>33</b>
6.1	辊轮测试过程	33
6.2	振动筛测试过程	33
6.3	相关代码调试	34
6.3.1	碾压辊部分	34
6.3.2	振动筛部分	34
6.3.3	进料部分	34
<b>7</b>	<b>项目总结</b>	<b>36</b>
7.1	已实现功能（调试结果）	36
7.1.1	进料装置	36
7.1.2	辊轮碾压装置	36
7.1.3	振动筛	37
7.2	可以改进部分	37
7.3	成员分工	37
7.4	成员个人心得体会	38
7.5	外购清单	39
7.6	特别鸣谢	40

# 1 项目介绍

## 1.1 项目背景

花蛤等贝类水产品餐饮供应链与预制食品加工中需求稳定增长，而“去壳—壳肉分离”作为其规模化加工的关键环节，直接影响生产效率、人工成本与产品卫生安全。目前市面上的去壳及壳肉分离设备多面向中大型工厂场景，普遍存在设备体量大、对供电/供水/场地与工况条件要求较高、购置与维护成本偏高等问题，难以匹配中小型加工点、产地分散式处理与灵活部署的实际需求。与此同时，人工开壳依赖熟练劳动力，效率受限且劳动强度高，产品一致性与作业安全性也难以稳定保障。因此，开发一种结构紧凑、成本可控、运行条件宽松且效率高于人工的小型花蛤壳肉分离装置，具有明确的工程应用价值与推广意义，可为中小规模贝类加工提供更经济、可复制的装备化解决方案。

## 1.2 市场调研

### 1.2.1 行业数据

中国是目前世界上最大的水产养殖和捕捞国，根据《2024年全国渔业经济统计公报》数据，2024年中国贝类水产品养殖总产量为1760.26万吨。而花蛤是我国单种产量最高的养殖贝类。根据《2025年中国花蛤市场调查研究报告》，中国花蛤市场近年来呈现稳步增长态势，2023年市场规模已突破200亿元人民币，预计到2025年将保持年均5%–8%的复合增长率，整体规模有望达到250–280亿元人民币。如下图1所示。

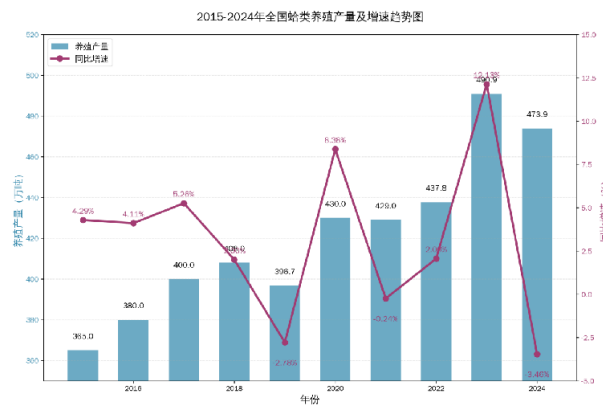


图 1: 2015–2024 年全国蛤类养殖产量及增速示意图

### 1.2.2 产业现状与分析

在花蛤等双壳类水产品加工链条中，“去壳—壳肉分离”属于决定产能、成本与品质一致性的关键环节。面向中小规模加工与分散式产地处理场景，该环节长期存在“人工效率不足”与“工业装备门槛过高”并存的结构矛盾：一方面，传统人工开壳仍在

大量使用；[1] 另一方面，工厂端的规模化装备虽能实现较高开壳率与较强的连续化能力，但往往伴随较高的设备成本与更严苛的运行条件要求，导致其难以在中小企业或多点位灵活部署场景中推广。[2]

**(1) 人工开壳方式：** 当前小规模加工点普遍采用开蛤器、开蛤钳等手持工具沿贝壳缝隙切入并撬开取肉。该方式的优点在于设备投入低、工艺简单、对场地与配套条件要求少，能够在原料到厂后快速投入生产。然而，其核心问题同样明显：人工操作强度大、节拍慢且依赖熟练度，整体效率难以提升；长期重复的握持、撬动与腕部发力容易诱发手腕与指关节劳损等职业健康风险；同时，刀具与壳体边缘锋利，存在割伤隐患，且壳体破碎后壳片混入贝肉的概率较高，增加后续挑拣负担与异物风险，食品安全与产品一致性难以稳定保障。

**(2) 工厂规模化装备：** 在规模化工厂中，为实现高节拍与高开壳率，通常采用以热力或压力作用为主的自动化路线，例如通过高温蒸汽或热冲击使闭壳肌松弛/失活、促使贝壳开口；或通过高压/超高压等方式在较低温条件下改变组织状态，以获得接近“生鲜态”的开壳效果。这类路线在工艺可控性与开壳率方面具有优势，在满足原料新鲜度、工艺窗口与输送节拍匹配的情况下，可实现接近全开壳的效果。但其短板也较为集中：设备体量大、固定资产投资与维护成本高；对运行环境与配套条件要求更严格（如蒸汽热源、高压系统安全管理、供排水与清洗消毒、温控与冷链衔接等）；工艺参数对原料状态敏感，原料需保持新鲜并满足全程低温等要求，否则可能导致开壳效果波动、肉质与得率下降。上述因素使得该类大型装备更适合集中化生产线，而在中小规模加工与柔性部署场景下经济性与适配性不足。

**(3) 行业需求总结** 综上，人工开壳难以解决效率、职业健康与安全一致性问题；而大型自动化装备虽能显著提升开壳率与产能，但在成本、体量与运行条件方面门槛较高。行业迫切需要一种面向中小规模场景的解决方案：在尽量降低设备复杂度与配套条件依赖的前提下，实现更高的处理效率、更可控的壳肉分离效果，并兼顾成本可接受、易维护与可部署性。

### 1.2.3 项目意义

在花蛤等双壳类水产品加工链条中，“去壳—壳肉分离”属于决定产能、成本与品质一致性的关键环节。面向中小规模加工与分散式产地处理场景，该环节长期存在“人工效率不足”与“工业装备门槛过高”并存的结构矛盾：一方面，传统人工开壳仍在大量使用；另一方面，工厂端的规模化装备虽能实现较高开壳率与较强的连续化能力，但往往伴随较高的设备成本与更严苛的运行条件要求，导致其难以在中小企业或多点位灵活部署场景中推广。

针对上述痛点，本项目面向中小规模加工场景提出小型化壳肉分离装置的设计思

路，其工程意义主要体现在三方面：第一，提升生产效率。通过机械化连续作业替代高度依赖熟练工的人工开壳过程，有助于显著提升单位时间处理量，提高产线稳定性。第二，降低综合成本并提升设备性价比。相较于依赖高温蒸汽或高压系统的大型装备，小型化机械结构更易控制制造与维护成本，对场地与配套设施依赖更低，适合在多点位、低门槛条件下部署。第三，改善作业安全与产品一致性。机械化过程可减少人工持刀与重复高强度操作带来的职业伤害风险，并通过结构与参数的可控化减少碎壳混入与分离不彻底等问题，有助于降低异物风险、提升产品一致性与食品安全水平。

此外，本项目同时和课程进行了很好的联动。其一，项目覆盖了多类机械传动与典型机构的综合应用与校核过程，例如同步带传动的传动比与中心距设计、齿轮传动的强度与啮合条件校核、轴系与轴承的受载分析与寿命估算，以及关键零部件的装配定位与可靠性设计等。通过完整的参数选型与校核闭环，可将课堂知识转化为可验证的工程设计结果。其二，项目显著提升个人的设计与实践能力。能有效训练个人在项目设计与研发过程中的能力，包含调研、设计、装配等各方面的机械素养，为后续从事机械系统研发与工程应用奠定基础。

综上，人工开壳难以解决效率、职业健康与安全一致性问题；大型自动化装备虽能显著提升开壳率与产能，但在成本、体量与运行条件方面门槛较高。本项目以面向中小规模场景的“小型化、低成本、高效率”为导向，具有工程应用价值，同时运用多种机构以体现课程意义。

## 1.3 项目总览

### 1.3.1 项目目标

设计并制造一台能够自动高效低损耗地完成新鲜花蛤壳肉分离的设备，保证分离后的蛤肉满足鲜品食品需求。主要目标包括：连续进料、花蛤前处理、壳肉破碎、壳肉分离。

我们设计的主要指标和量化评价方式如下：

表 1: 指标列表

指标	量化含义
壳肉分离率	成功从壳上分离的蛤肉数量占总蛤肉数量的百分比
肉质完整率	分离后保持形态完整的蛤肉数量占已分离的蛤肉总数的百分比
肉质纯净度	去壳后的蛤肉占总产物质量的百分比
机器工况适应性	能够在室温潮湿环境下正常工作，局部工作温度达到 130°C

在设计过程中需要考虑上述全部指标，以实现花蛤壳肉分离自动化、低成本的功能。

### 1.3.2 功能分解

为了功能能够正常进行，我们将整个破碎分离装置分为三部分：

**(1) 壳肉连接破坏模块** 在进料阶段，装置对少量、连续进入的花蛤进行蒸汽短时间保温加热预处理，以实现闭壳肌失活并诱导贝壳产生一定开口，从而降低后续机械破壳所需载荷并提升壳肉分离的可控性。基本机理是：通过短时加热使闭壳肌蛋白发生失活，闭合力快速下降，花蛤壳体在自身弹性与内压变化的作用下出现“半开口”状态 [3]；此时壳肉连接强度显著降低，既有利于后续辊筒对壳体的破坏，也能减少因强制撬开导致的肉体拉裂风险。

为避免贝肉过熟、失水与品质下降，通常采用密闭或半密闭的小腔体结构，利用蒸汽快速提升腔体温度，并通过输送节拍控制停留时间。该模块需要重点关注以下设计要点：其一，进料量与加热量匹配，确保每批次花蛤受热均匀且不过热；其二，调节加热时间以确保花蛤闭壳肌失活但不破坏花蛤的新鲜程度。通过该模块处理后，花蛤壳体通常呈现轻微张开或闭合力明显下降的状态，为下游外壳破坏与分离提供更稳定的输入条件。

**(2) 花蛤外壳破碎模块** 外壳破坏模块采用辊筒对花蛤进行碾压破壳，以实现壳体结构的有效破坏并释放内部贝肉。与传统“撬开”不同，本模块通过可控挤压与剪切使脆性壳体优先发生断裂，同时尽量避免对柔软肉体造成切割或挤碎，从而为后续筛分提供“壳片更细、肉体更完整”的混合物状态。[4]

该模块的关键在于对辊筒工作参数的约束与优化：首先是辊间间隙与压紧力的匹配。间隙过大可能导致破壳不充分、残壳包裹贝肉；间隙过小则可能对贝肉造成挤压破坏。其次是辊筒表面形貌设计，例如采用一定粗糙度或纹路以增强对壳体的抓取与破裂效果，同时避免形成锋利边缘以降低对肉体的切削风险。再次是进料导向与限位结构，保证花蛤以稳定姿态进入辊隙，减少卡滞与瞬时冲击载荷，从而提高破壳一致性与装置运行稳定性。

在实际工作中，经过上游蒸汽短时预处理后，闭壳力降低且壳体已出现部分开口，辊筒破壳所需载荷进一步降低，有助于在较温和的机械作用下实现破壳。

**(3) 壳肉振动筛选模块** 破壳后的混合物由壳片、贝肉以及少量未充分破壳的颗粒组成，需要通过分离模块实现快速、可靠的壳肉分离。本装置采用振动筛进行分级筛选，利用壳片与贝肉在粒径、形状、刚度与运动响应方面的差异，实现物料在筛面上的分层、迁移与出料口分流。

在振动作用下，小尺寸壳片更易通过筛孔下落或沿筛面快速迁移，而完整贝肉由于尺寸较大、形变特性不同，倾向于在筛面上方运动并从另一出料口排出。为提高分离纯度与减少夹带，需要对筛孔尺寸、筛面倾角、振动频率与振幅进行协同设计：筛孔过大可能导致小块肉体漏筛，筛孔过小则易造成壳片堆积影响通量；倾角与振动参数共同决

定物料的停留时间与分层效果，需在“处理量—分离效果”之间权衡。[5]

**(4) 小结** 通过上述三模块的协同作用，装置以蒸汽短时预处理降低壳肉连接强度，以辊筒实现壳体破坏并控制肉体完整性，再以振动筛完成壳肉的高效分离，形成面向中小规模加工场景的连续化壳肉分离流程，为后续整机参数优化与性能评估提供了清晰的功能划分与工程实现路径。

## 1.4 计划与预算

### 1.4.1 项目计划

为保证装置方案能够按期完成并形成可验证的样机与完整技术文档，我们将项目过程划分为“选题与开题—方案设计—详细设计与实现—组装调试—项目总结”五个阶段，整体进度安排与责任分工如甘特图所示。各阶段计划如下。

任务说明		负责人	完成度	周数																
				一	二	三	四	五	六	七	八	九	十	十一	十二	十三	十四	十五	十六	十七
项目选题	选题、调研、查找资料	全组	100%																	
	开题汇报	叶祉安	100%																	
方案设计	壳肉连接破坏装置	周至&叶祉安	100%																	
	开壳装置	毛杰鑫&徐蕴航	100%																	
	分离装置	张津铭	100%																	
	中期汇报	叶祉安&毛杰鑫	100%																	
详细设计	机械设计	张津铭、周至	100%																	
	电控设计	周至	100%																	
组装与调试	零件获取	全组	100%																	
	校核计算	毛杰鑫&叶祉安 &徐蕴航	100%																	
	装配与调试	全组	100%																	
项目总结		全组	100%																	

图 2: 项目甘特图

**阶段 I: 项目选题与开题准备 (1-4 周)** 本阶段由全组完成选题调研与资料检索，重点围绕花蛤去壳与壳肉分离的行业痛点、现有技术路线与关键指标形成需求分析；由叶祉安同学完成开题汇报材料的组织与答辩准备。该阶段结束时需完成：需求与指标确定、总体流程确定、关键风险识别与验证路径规划。

**阶段 II: 方案设计与关键模块定型 (5-10 周)** 本阶段聚焦核心功能模块的方案比选与参数初定，形成可落地的工程实现路径。其中，壳肉连接破坏装置由周至与叶祉安负责，围绕“蒸汽短时保温预处理”的温度/时间窗口与进料节拍匹配进行方案定型；破壳相关装置由毛杰鑫与徐蕴航负责，完成辊轮破壳的结构构型、辊隙调节与肉体保护思路；

分离装置由张津铭负责，完成振动筛分级分离方案、筛面参数与出料口导流方案。阶段末由叶祉安与毛杰鑫制作中期汇报，总结阶段性成果，为后续详细设计提供输入。该阶段结束时需完成：三大模块方案定型、关键参数初算、模块接口与整机布局确定。

**阶段 III：详细设计与工程实现（11–17 周）** 机械设计由张津铭与周至负责，完成整机三维建模、轴系与传动设计、关键零部件工程图、装配关系与公差配合设计；电控设计由周至负责，完成电机选型与驱动控制方案、供电与接线规划以及基本控制逻辑。与此同时，全组并行开展零件采购、机加工件出图送加工、3D 打印与激光切割等加工准备工作，保证零部件按装配到位。叶祉安、徐蕴航负责开展校核计算与复核工作，覆盖强度/刚度、传动校核、轴承寿命、运动学参数与安全裕度等，形成可追溯的计算书与设计闭环。

**阶段 IV：装配与调试验证（15–17 周）** 装配与调试由全组完成，遵循“先机架后机构、先定位后传动、先空载后带料”的流程开展。首先完成型材机架搭建与模块定位安装；随后完成辊轮轴系、电机、齿轮啮合与振动机构装配；最后进行空载联动、低速试运行与带料验证，围绕破壳率、肉体完整率、分离纯度与处理能力进行参数调整与记录。阶段末需完成：稳定运行样机、关键性能数据与问题清单、装配调试记录。

**阶段 V：项目总结与成果固化（16–17 周）** 由全组完成项目总结与成果整理，包括结题报告、项目介绍、海报制作、答辩 PPT 汇总。

#### 1.4.2 项目初步预算

表 2: 项目预算汇总表

费用类别	预算上限 (元)	备注
电控元件	≤ 400	含驱动电机及必要配件
框架材料	500	机架型材及基础框架材料
标准件	200	角码、螺栓螺母、轴承座等标准件
<b>合计</b>	<b>≤ 1100</b>	<b>预算上限合计</b>

## 2 具体实现模块（详细设计）

### 2.1 壳肉连接破坏模块

根据前期调研与工艺分析可知，花蛤闭壳肌在较高温度作用下会发生失活，闭合力显著下降，从而使贝壳产生一定幅度的张开。该现象能够有效降低后续外壳破坏与壳肉分离的难度：一方面，贝壳预先开口可削弱壳体整体刚度并降低辊轮破壳所需载荷；另一方面，闭壳力降低可减少强制破壳时对贝肉的拉扯与挤压风险，提高肉体完整率与分离稳定性。基于上述机理，本项目在进料阶段引入蒸汽短时加热预处理，实现“壳肉连接弱化/破坏”，为后续破壳与筛分提供经预处理的花蛤。

装置结构示意图如图 3 所示（图中箭头方向表示蒸汽进入方向）。

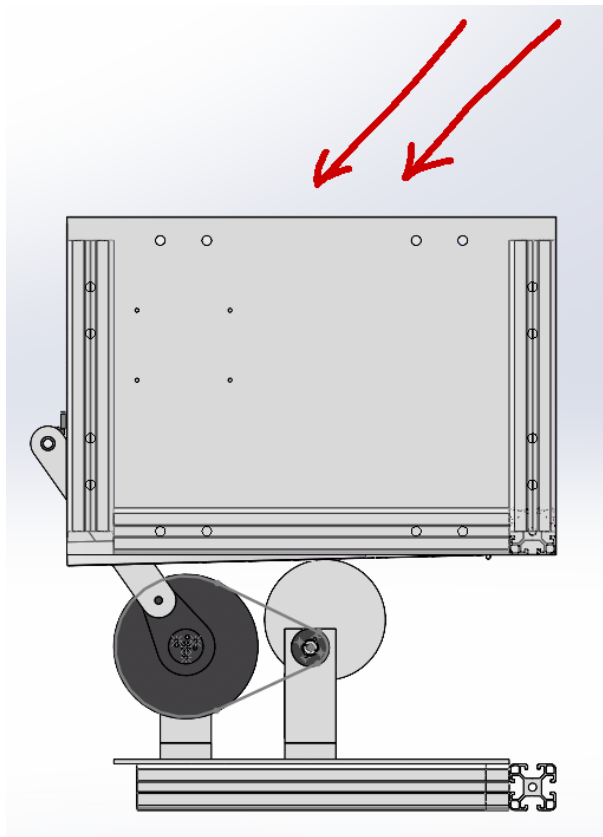


图 3: 壳肉连接破坏模块装置示意图

具体实现上，装置采用“连续进料 + 短时蒸汽保温”的处理方式：花蛤随送料机构进入加热区域后，在较短停留时间内接受蒸汽加热，使闭壳肌快速失活并诱导贝壳部分开启；随后花蛤立即进入下一工序，避免过度加热导致贝肉熟化、失水或品质下降。为减小加热过程中的热量散失并提高蒸汽利用效率，加热区域采用保温箱体结构进行封闭式保温设计，减少对流散热与冷凝水外溢，同时为蒸汽流场提供相对稳定的作用空间。

此外，为保证花蛤在连续送料过程中获得合理且可控的加热时间，本项目在该模块中引入凸轮机构与同步带传动结构，通过机构运动规律实现送料节拍的优化与时间窗控

制。其中，同步带传动用于实现送料端与后续工序的节拍匹配，并将进料口与出料口的周期比（加速比）设定为 1 : 4，从而在不增加系统复杂度的前提下，实现“进料平稳、加热区停留充足、出料加速衔接”的运动组织方式，保证花蛤受热时间稳定并减少堵料风险。凸轮机构用于在一个周期内形成平滑的位移—速度变化，实现正弦型行程特性，从而降低冲击与振动，提升送料过程的可靠性与重复性。

### 2.2 花蛤外壳破坏模块

花蛤外壳破坏模块承担“破壳”的核心功能，其设计目标是在较高处理量条件下实现稳定破壳，并尽可能降低对贝肉的挤压剪切损伤。为此，本项目借鉴碎石机双辊破碎的工作机理，采用两根“表面带花纹的实心圆辊轮”进行相对运动碾压破壳，通过“挤压”的作用方式使脆性贝壳优先发生裂纹扩展与碎裂，从而实现外壳破坏并释放内部软体组织。

辊轮及内部剖面如下图所示

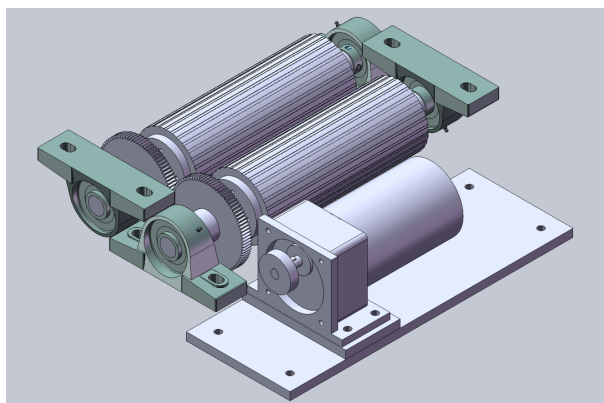


图 4: 碾压辊轮模块示意图



图 5: 碾压辊轮内部剖面示意图

**工作原理与结构组成** 如图 4 所示，模块主要由两根碾压辊轮、两根平行布置的辊轮轴、轴承座支撑组件、齿轮啮合传动组件及电机减速驱动组件构成。电机通过联轴器（或输出轴端连接）驱动其中一根辊轮轴旋转，主动轴端安装主动齿轮；另一根辊轮轴端安装从动齿轮。两齿轮直接啮合后，使两根辊轮以**相反方向、相同角速度**同步转动，形成稳定的夹持与卷入条件，实现对花蛤的连续碾压破壳。齿轮啮合传动不仅能够保证两辊轮

严格同步，避免一快一慢导致的打滑或堵料，还可通过合理的齿轮模数与齿宽设计提高传动刚度与耐久性，使装置在反复冲击载荷下仍能保持稳定运行。

**辊轮表面纹理与破壳效果** 为提高花蛤进入辊隙时的“抓取能力”和卷入稳定性，辊轮外表面设置一定的花纹（纵向条纹）。该纹理能够增大摩擦系数，使花蛤在辊轮表面不易打滑，从而更容易被卷入辊隙并受到有效挤压。同时，纹理结构可在局部产生一定剪切分量，有利于壳体起裂并加速破碎。需要强调的是，纹理深度与边缘形状应避免过于尖锐，以免对贝肉产生切削破坏；因此本设计可以兼顾破壳率与肉体完整率。

**轴系平行度与结构刚度控制** 碾压破壳对两辊轮轴的**平行度与同轴度**要求较高。若两轴不平行或支撑刚度不足，会导致辊隙沿轴向不均匀，进而出现局部过紧造成肉体挤碎、或局部过松导致破壳不充分等问题。为此，本模块采用左右两侧轴承座对辊轮轴进行刚性支撑，且轴承座安装面与机架基准面进行定位配合，确保两轴在装配后保持平行；同时通过紧固件与安装板提高整体刚度，以减小工作过程中因载荷变化产生的挠曲与偏移。在轴承座或安装板处预留微调结构（垫片），用于调节辊隙与校正平行度，以适配花蛤破壳强度需求。

**进料方式与处理量设计** 为满足“一次处理大量花蛤”的需求，本模块在辊轮上方设置进料口，作业时可将花蛤直接从上方倾倒入两辊轮的夹持区域。由于两辊轮反向同步旋转，花蛤在重力作用下进入辊面后能够迅速被卷入并连续破壳，实现较高通量的批量处理。该进料方式结构简单、效率高，但对防堵与导料同样提出要求：需通过进料口尺寸与导料板角度设计，避免花蛤在入口处堆积架桥；同时在进料口两侧设置限位或挡板，防止物料飞溅并提高进料稳定性。破壳后的混合物由辊轮下方自然落入下游振动筛模块，实现工序衔接与连续化处理。

综上，花蛤外壳破坏模块通过齿轮啮合实现双辊同步反向转动，借鉴双辊破碎机的挤压破碎机理，结合辊面纹理与刚性轴系支撑设计，在保证两轴平行与进料通量的前提下实现对花蛤外壳的稳定破坏，为后续壳肉振动分离提供可分级筛分的物料形态。

### 2.3 振动筛选壳肉模块

振动筛选壳肉模块用于完成破壳后混合物的快速分离，是整机实现连续化处理与提升产品纯净度的关键环节。本模块的设计目标是在保证一定处理量的前提下，使壳片与贝肉在筛面上呈现显著不同的运动状态与迁移方向，从而实现稳定的分流出料。为实现平稳、可控且便于制造装配的振动形式，本项目采用六连杆机构驱动筛体作往复振动，并通过筛面倾角与振动参数的协同调节完成壳肉分离。

**结构组成与机构形式** 如图16所示，振动筛主要由筛体、悬挂/支撑连杆组件、驱动连杆组件、偏心驱动组件以及机架安装结构构成。筛体通过两组对称布置的连杆与机架相

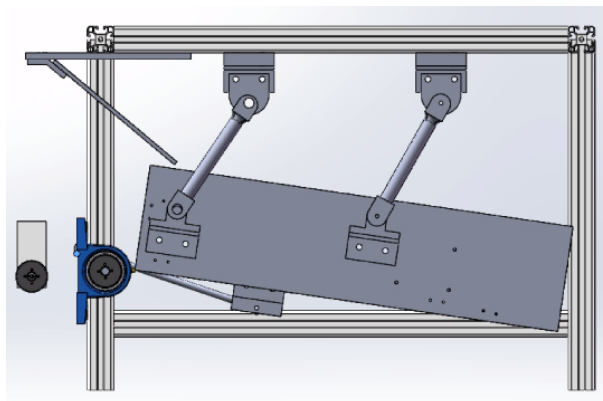


图 6: 振动筛选壳肉模块及六连杆机构示意图

连，形成可摆动的悬挂系统；左侧设置驱动机构，将电机输出的旋转运动转换为连杆端点的周期性位移，并进一步带动筛体产生往复振动。该机构本质上通过多杆件的几何约束实现筛体运动轨迹的成形：相比简单的单自由度曲柄滑块或四连杆机构，六连杆方案具有运动可设计性更强、振动方向更可控、对筛体姿态约束更稳定等优点，可在较小空间内获得满足筛分需求的振幅与振动方向。

**工作原理** 破壳后的混合物进入筛面后，在筛体振动与重力共同作用下产生“分层—迁移—分流”的过程。壳片通常具有刚度高、形状不规则、粒径较小的特征，受振动激励后更易在筛面上滚动、翻转并通过筛孔或沿筛面快速迁移；而完整贝肉具有尺寸相对较大、可变形、表面湿润等特征，更倾向于在筛面上发生滑移并保持在筛面上层，通过筛面的倾角导向朝指定方向运动，从而从另一出料口排出。通过合理选取筛孔尺寸、筛面倾角、振幅与频率，可使壳片更容易进入筛下通道，而贝肉主要沿筛面输送，实现两相分离。

**设计要点** 为保证分离效果与通量，本模块重点在以下方面进行设计与调节：其一，筛面倾角决定物料的平均输送方向与停留时间，倾角过大可能导致贝肉滑落过快、分离不充分；倾角过小则停留时间过长、处理量下降。其二，振幅与频率共同决定单位时间内的激励强度，振动不足会导致壳片难以松散与迁移，振动过强则可能引起贝肉抛跳过度、产生夹带或飞溅。其三，筛孔尺寸与筛面开孔率需要与破壳后的壳片粒径分布相匹配：筛孔过大可能造成小块贝肉漏筛，过小则壳片堆积、堵孔风险升高。

**接口与运行方式** 该模块位于辊轮破壳模块下游，接收破壳后混合物。为降低二次混料风险，筛体下方设置壳片收集通道，筛面末端设置贝肉出料口，并通过挡板与导流结构引导物料进入不同收集容器。运行时可先空载启动至稳定振动状态，再逐步投料；通过调整电机转速实现对振动参数的快速调节，使分离效果在不同原料状态下保持稳定。

## 2.4 总体装配总结

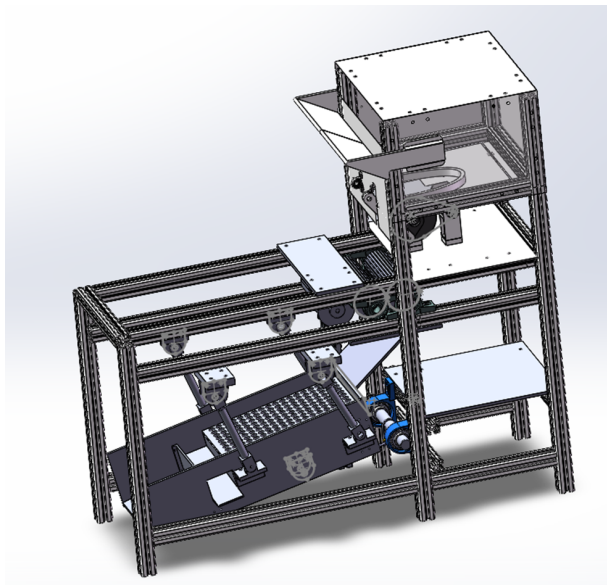


图 7: 花蛤壳肉分离装置总体装配图

总体装配如图 7 所示。本装置以型材框架作为承载骨架，按照“预处理—破壳—筛分”的工艺流程进行模块化集成，实现壳肉连接弱化、外壳破坏以及壳肉分离三个关键环节的连续衔接。整机结构采用分层布置：上部设置壳肉连接破坏（蒸汽短时加热）区域，并配置保温箱体以降低热量散失、稳定预处理效果；中部布置送料与过渡导流结构，使经预处理的花蛤能够在重力与导料板作用下顺畅进入辊轮破壳模块；下部布置振动筛分离模块，通过六连杆机构驱动筛体产生稳定往复振动，实现壳片与贝肉在不同出料口的分流收集。

在机械传动与装配组织方面，辊轮破壳模块采用齿轮啮合实现双辊同步反向转动，以保证破壳过程的连续性与一致性；振动筛模块通过连杆机构将电机旋转运动转化为筛体的往复激励，振幅与筛面倾角可通过安装孔位与连杆连接位置进行一定范围内的调节，以适应不同原料规格与分离工况。为提高整机装配与维护便利性，各功能模块均通过标准件与安装板固定在型材框架上，关键轴系通过轴承座实现定位支撑，并预留检修空间与调节余量。总体上，机构可以实现集成功能，并完成预计功能。

### 3 工程图

对于轴系设计中涉及到需要进行机加工的非标准零件，我们使用 Solidworks 绘制了如下工程图。

#### 3.1 振动筛部分

在曲轴设计中，曲轴连接件将同步带轮与曲轴进行连接传递动力；其与同步带轮通过螺纹连接实现周向和轴向定位，通过轴承座固定在铝型材框架上，与轴承座的配合为基孔制连接，所以其外径公差公差带代号为  $\varnothing 30h7$  公差值为  $-0.021/0$  mm，通过顶丝与轴承座进行轴向定位。

连接件与曲轴主体通过花键进行周向定位以传递力矩，通过螺纹连接进行轴向固定；曲柄连接的摇杆为球头拉杆，曲柄与球头拉杆通过塞打螺丝进行连接，曲柄与塞打螺丝间的配合为基轴制，所以据此给出连接孔的公差为  $0/+0.012$  mm。花键根据国标 GB/T 1144-2001 进行设计，根据实际工况查表选择了特定型号的花键，在具体公差设计上对后对花键厚度以及花键槽的深度进行公差带的设定，以保证两者完全配合，花键槽深度的公差为  $0/+0.02$  mm，花键齿的厚度公差为  $-0.02/0$  mm。

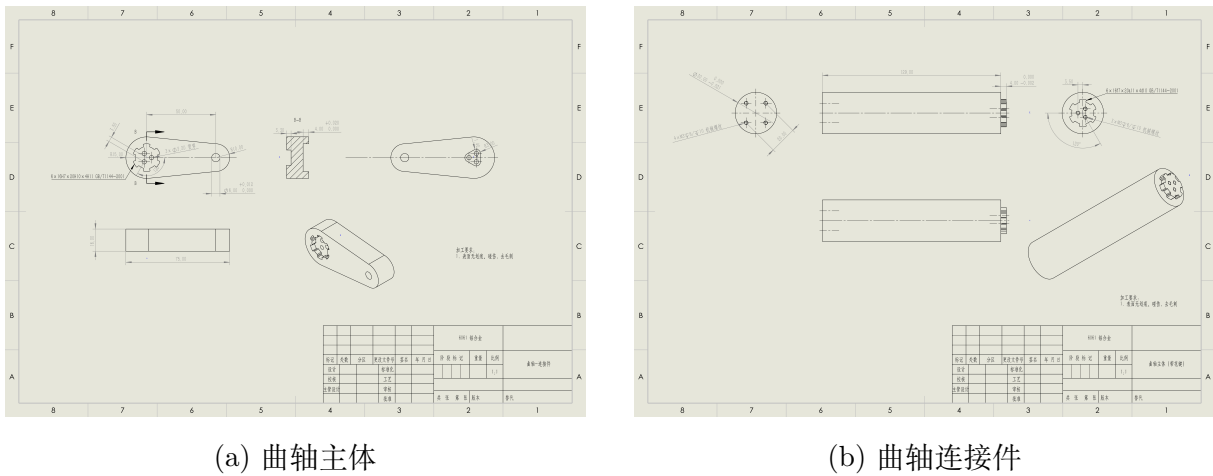


图 8: 曲轴零件工程图

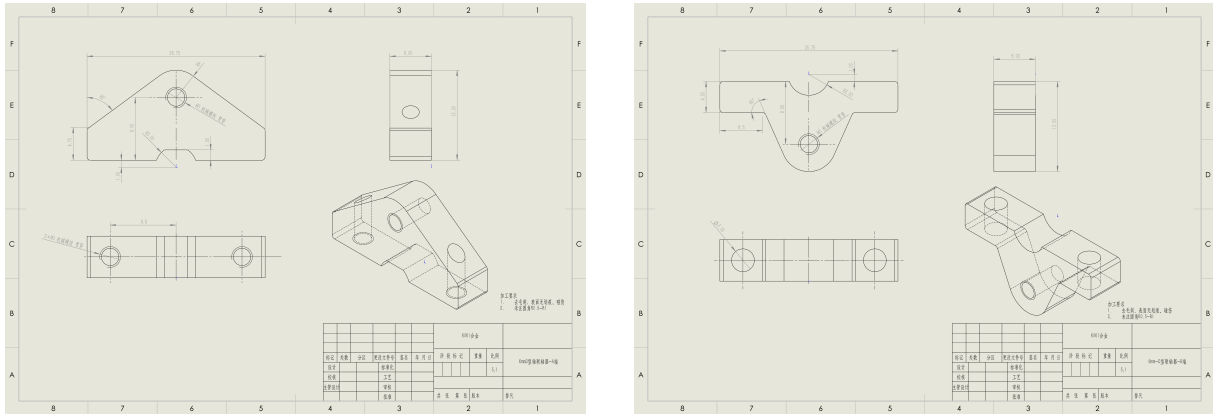
#### 3.2 给料机构传动部分

给料机构的传动由同步带实现，其中主动轴即为电机输出轴无需设计，而出图工作集中在从动轴及凸轮机构的连接和定位设计上。其中我们自行设计的零件包括一个带 D 形台阶的转轴和一个适配 D 形轴的联轴器。

轴基于选择的轴承设计。所选轴承为 F686 型微型翻边深沟球轴承，其内径为  $\varnothing 6$ ，对应轴采用公差带代号  $\varnothing 6h7$ ，即  $-0.012/0$  mm。轴的轴向固定采用卡簧实现，因此在

轴上开卡簧槽，两侧卡簧中间台阶的公差是  $0/+0.04\text{ mm}$ ，这样的设计保证能够装配且便于调隙。此外，出于耐磨性考虑，轴零件给出了  $3.2\ \mu\text{m}$  表面粗糙度的要求。

D 形轴联轴器需要通过一对螺栓夹紧在轴上，通过联轴器和轴上的 D 形面配合以实现周向定位，通过轴上的端面实现轴向定位。因为压紧的过程势必产生形变，故联轴器上不需要严格的公差要求。在材料的选择上，为了保证轴不发生明显形变，故联轴器采用硬度较低的 6061 铝合金，而轴选择硬度较高的经调制处理的 304 钢。



(a) 联轴器 A 端

(b) 联轴器 B 端

图 9: 联轴器零件工程图

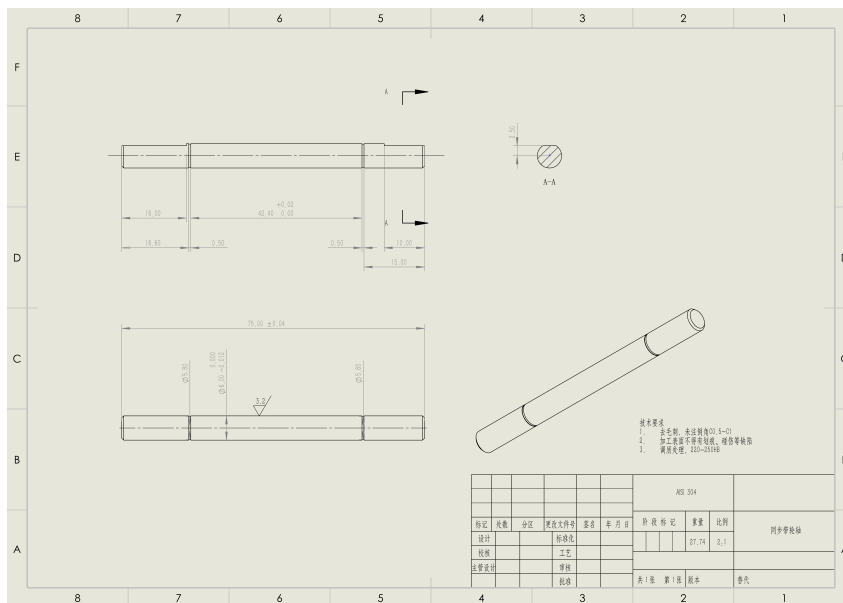


图 10: 同步带轮轴工程图

## 4 设计与校核

### 4.1 齿轮模数设计

**工作条件** 电机转速  $n_1 = 10 \text{ r/min}$ ；花蛤直径  $D_c = 4 \sim 5 \text{ cm}$ ；挤压力  $F = 150 \text{ N}$ ；齿宽  $b = 10 \text{ mm}$ ；材料许用弯曲应力  $[\sigma_F] = 235 \text{ MPa}$ ；由于挤压过程中产生振荡，因此取较大的安全系数  $S = 4$ ；齿数：电机齿轮  $z_1 = 100$ ，滚轮轴齿轮  $z_2 = 90$ 。

为保守起见，取最大花蛤直径  $D_c = 5 \text{ cm} = 50 \text{ mm}$ ，则滚轮受力的力臂近似取

$$R \approx \frac{D_c}{2} = \frac{50}{2} = 25 \text{ mm}. \quad (1)$$

**由挤压力换算扭矩**

$$T = F \cdot R = 150 \times 25 = 3750 \text{ N} \cdot \text{mm}. \quad (2)$$

**弯曲强度计算模型** 直齿圆柱齿轮齿根弯曲应力采用 Lewis 公式：

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b m y}. \quad (3)$$

分度圆处切向力与扭矩关系：

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2T}{mz}. \quad (4)$$

代入得：

$$\sigma_F = \frac{2T}{b y z m^2}. \quad (5)$$

考虑安全系数  $S$ ，设计许用应力取：

$$\sigma_{\text{allow}} = \frac{[\sigma_F]}{S} = \frac{235}{4} = 58.75 \text{ MPa} = 58.75 \text{ N/mm}^2. \quad (6)$$

**形状系数** 取  $20^\circ$  全齿高直齿近似：

$$y = 0.154 - \frac{0.912}{z}. \quad (7)$$

以齿数较小齿轮  $z = z_2 = 90$  计算：

$$y = 0.154 - \frac{0.912}{90} = 0.14387. \quad (8)$$

**解出最小模数** 令  $\sigma_F \leq \sigma_{\text{allow}}$ ，得到最小模数：

$$m_{\text{min}} = \sqrt{\frac{2T}{b y z \sigma_{\text{allow}}}}. \quad (9)$$

代入  $T = 3750 \text{ N} \cdot \text{mm}$ ， $b = 10 \text{ mm}$ ， $y = 0.14387$ ， $z = 90$ ， $\sigma_{\text{allow}} = 58.75 \text{ N/mm}^2$ ：

$$m_{\text{min}} = \sqrt{\frac{2 \times 3750}{10 \times 0.14387 \times 90 \times 58.75}} \approx 0.99 \text{ mm}. \quad (10)$$

因此弯曲强度条件下模数最小值为

$$\boxed{m_{\min} \approx 0.99 \text{ mm}}. \quad (11)$$

为应用留出更多余量，选取模数  $m = 1 \text{ mm}$ 。

## 4.2 轴承寿命计算

**载荷分析与校核工况选取** 挤压产生的力可分解为周向力  $F_t$  与径向力  $F_r$ 。当花蛤最宽处与滚轮相切时，周向力最小（近似为 0），径向力达到最大。在轴承校核过程中，按本设计假设周向力不产生轴承载荷，因此以径向力最大工况进行寿命校核，取

$$P = F_r^{\max} = 150 \text{ N}. \quad (12)$$

**轴承与参数** 选用深沟球轴承 6205，额定动载荷

$$C = 14 \text{ kN} = 14000 \text{ N}. \quad (13)$$

载荷系数取  $f_p = 1.2$ ；温度/工况系数取  $f_t = 1.0$ 。深沟球轴承为球轴承，寿命指数取

$$\varepsilon = 3. \quad (14)$$

**转速换算** 电机转速  $n_1 = 10 \text{ r/min}$ ，齿数  $z_1 = 100$ （主动）与  $z_2 = 90$ （从动），则滚轮轴（轴承）转速为

$$n = n_2 = n_1 \frac{z_1}{z_2} = 10 \times \frac{100}{90} = 11.11 \text{ r/min}. \quad (15)$$

**寿命计算** 采用修正寿命公式

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{f_t C}{f_p P} \right)^\varepsilon. \quad (16)$$

代入  $f_t = 1.0$ ， $C = 14000 \text{ N}$ ， $f_p = 1.2$ ， $P = 150 \text{ N}$ ， $\varepsilon = 3$ ：

$$\frac{f_t C}{f_p P} = \frac{1.0 \times 14000}{1.2 \times 150} = \frac{14000}{180} = 77.78, \quad (17)$$

$$\left( \frac{f_t C}{f_p P} \right)^\varepsilon = (77.78)^3 \approx 4.706 \times 10^5. \quad (18)$$

同时

$$\frac{10^6}{60n} = \frac{10^6}{60 \times 11.11} \approx 1500. \quad (19)$$

因此

$$L_h \approx 1500 \times 4.706 \times 10^5 \approx 7.06 \times 10^8 \text{ h}. \quad (20)$$

即

$$L_h \approx 7.06 \times 10^8 \text{ h}. \quad (21)$$

可以看到在该轴承下寿命较高，可以满足我的电机以及滚轮工作较长时间，因此选用 6205 深沟球轴承。

### 4.3 凸轮参数设计

**设计初始参数** 已知基圆直径为  $D_b = 50 \text{ mm}$ ，则基圆半径

$$r_b = \frac{D_b}{2} = 25 \text{ mm}. \quad (22)$$

**本项目凸轮设计** 本设计采用偏心圆轮（偏心圆盘凸轮），其位移规律为简谐运动（正弦/余弦型），运动平稳、无冲击。偏心圆轮的几何关系为

$$h = 2e, \quad R = r_b + e, \quad D = 2R = D_b + h, \quad r_{\max} = r_b + h, \quad (23)$$

其中  $h$  为行程， $e$  为偏心距， $R$  为偏心圆盘外轮廓半径， $D$  为偏心圆轮直径。

**具体参数计算** 为兼顾结构紧凑性与足够行程，取偏心距

$$e = 8 \text{ mm}. \quad (24)$$

则行程为

$$h = 2e = 16 \text{ mm}. \quad (25)$$

偏心圆盘外轮廓半径与直径分别为

$$R = r_b + e = 25 + 8 = 33 \text{ mm}, \quad D = 2R = D_b + h = 50 + 16 = 66 \text{ mm}. \quad (26)$$

此外，转轴中心到凸轮轮廓的最远距离为

$$r_{\max} = r_b + h = 25 + 16 = 41 \text{ mm}. \quad (27)$$

同时，为了保证凸轮在旋转过程中没有冲击，因此本项目在从动件的运动中采取正弦曲线的方式，保证不会产生冲击，从而使得凸轮可以承受较高的速度以及载荷。

### 4.4 同步带轮中心距设计 (3M 同步带)

**设计目标与选型** 为保证进料口与出料口的周期比为 1 : 4，选用同步带轮齿数小带轮  $z_1 = 32$ ，大带轮  $z_2 = 128$ （齿数比  $z_2/z_1 = 4$ ）。同步带选用 3M 型号，其节距为

$$p = 3 \text{ mm}. \quad (28)$$

设计要求小带轮包角满足

$$\alpha_1 \geq 120^\circ. \quad (29)$$

**节圆直径计算** 同步带轮节圆直径为

$$D = \frac{pz}{\pi}. \quad (30)$$

因此

$$D_1 = \frac{pz_1}{\pi} = \frac{3 \times 32}{\pi} = \frac{96}{\pi} \approx 30.56 \text{ mm}, \quad (31)$$

$$D_2 = \frac{pz_2}{\pi} = \frac{3 \times 128}{\pi} = \frac{384}{\pi} \approx 122.23 \text{ mm}. \quad (32)$$

**包角与中心距关系** 开口传动条件下, 小带轮包角为

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2 \arcsin \left( \frac{D_2 - D_1}{2a} \right), \quad (33)$$

其中  $a$  为两带轮中心距。要求  $\alpha_1 \geq 120^\circ$ , 则

$$180^\circ - 2 \arcsin \left( \frac{D_2 - D_1}{2a} \right) \geq 120^\circ, \quad (34)$$

$$\arcsin \left( \frac{D_2 - D_1}{2a} \right) \leq 30^\circ, \quad (35)$$

$$\frac{D_2 - D_1}{2a} \leq \sin 30^\circ = 0.5, \quad (36)$$

从而得到中心距约束

$$a \geq D_2 - D_1. \quad (37)$$

因此最小中心距为

$$a_{\min} = D_2 - D_1. \quad (38)$$

**最小中心距计算**

$$a_{\min} = D_2 - D_1 = \frac{384 - 96}{\pi} = \frac{288}{\pi} \approx 91.67 \text{ mm}. \quad (39)$$

故满足小带轮包角大于  $120^\circ$  的最小中心距为

$$a_{\min} \approx 91.7 \text{ mm}. \quad (40)$$

因此我们为留有更多余量, 选择使用的中心距为 107 mm。

## 4.5 偏置曲柄滑块连杆机构设计与压力角校核

**设计目标** 偏心距 (曲柄中心至滑块导轨的最短距离) 为

$$e = 105 \text{ mm}. \quad (41)$$

滑块最高点与最低点相对于曲柄机架基准的高度分别为

$$h_{\max} = 370 \text{ mm}, \quad h_{\min} = 200 \text{ mm}. \quad (42)$$

因此滑块行程为

$$S = h_{\max} - h_{\min} = 370 - 200 = 170 \text{ mm}. \quad (43)$$

**曲柄与连杆长度确定** 曲柄滑块机构的往复行程近似满足  $S \approx 2r$ ，据此可得曲柄长度初估为

$$r \approx \frac{S}{2} = \frac{170}{2} = 85 \text{ mm}. \quad (44)$$

在极位位置，利用偏心距与高度差构成的直角三角形关系，采用勾股定理计算得到连杆长度、曲柄长度分别为

$$l = 305.2 \text{ mm} \quad r = 79.4 \text{ mm}. \quad (45)$$

因此机构主要尺寸为

$$e = 105 \text{ mm}, \quad r = 79.4 \text{ mm}, \quad l = 305.2 \text{ mm}. \quad (46)$$

**压力角不出现  $90^\circ$  的验证** 压力角  $\alpha$  定义为连杆方向与滑块导轨方向的夹角。当  $\alpha = 90^\circ$  时，连杆与导轨垂直，机构可能出现几何卡死 (toggle) 趋势。对于偏置曲柄滑块机构，若存在  $\alpha = 90^\circ$ ，必须满足

$$\left| \frac{e-l}{r} \right| \leq 1. \quad (47)$$

将本设计参数代入：

$$\left| \frac{e-l}{r} \right| = \left| \frac{105-305.2}{79.4} \right| = \left| \frac{-200.2}{79.4} \right| \approx 2.52 > 1. \quad (48)$$

因此不存在任何曲柄转角使压力角达到  $90^\circ$ ，即全行程内有

$$\alpha \neq 90^\circ. \quad (49)$$

因此，在该长度下并不会出现“死点”，我的连杆可以实现在全行程内的运动，设计合理。

## 4.6 振动筛设计

### 4.6.1 初步构想

振动筛采用四根连杆进行悬挂布置，并在振动筛下方通过连杆与电机连接，以实现筛体的往复振动运动，如图11所示。

### 4.6.2 运动实现

设计振动筛在水平方向能够有 85 mm 的运动范围，即水平方向振幅为 42.5 mm。为便于机构设计与参数计算，将振动筛整体结构简化为四连杆机构，如图11所示。取振动筛底部中心为点  $B$ ，原先用于悬挂的杆简化为杆  $AB$ ；点  $D$  处布置电机，并将电机与杆  $CD$  相连。

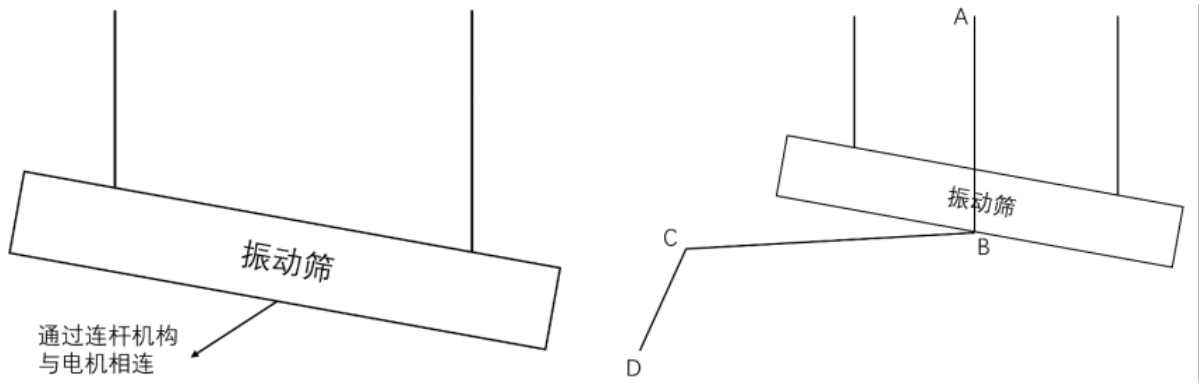


图 11: 振动筛的初步构想和简化设计图

(一) **大致参数确定** 设计目标为在一个周期内点  $B$  的水平振幅为  $90\text{ mm}$ 。为与总体结构框架合理连接并适配装置其他部件，选定杆  $AB$  的长度为  $320\text{ mm}$ ；考虑振动筛壁高度及连接件厚度影响，应保证实际使用的悬挂杆长度平均值为  $205\text{ mm}$ 。为使筛选效果较好，取点  $B$  位于平衡位置时  $AB$  的倾角为  $25^\circ$ 。由于电机需安装在电机架上、为避免干涉，杆  $CD$  不宜过长，选定  $CD = 49\text{ mm}$ 。

(二) **细节计算** 结合点  $B$  的水平振幅为  $90\text{ mm}$ ，以及点  $B$  位于平衡位置时  $AB$  的倾角为  $25^\circ$ ，可得  $AB$  在两极限位置时的倾角。设两极限位置倾角分别为  $\theta_1$  和  $\theta_2$ ，则有

$$320(\sin \theta_2 - \sin \theta_1) = 90, \quad \theta_1 + \theta_2 = 50^\circ. \quad (50)$$

解得

$$\theta_1 = 16.1^\circ, \quad \theta_2 = 33.9^\circ. \quad (51)$$

两极限位置下的连杆示意如图12所示，据此可进一步求解杆  $BC$  的长度。

由于总装置对高度有一定要求，取  $AD$  的竖直距离为  $240\text{ mm}$ ，设  $AD$  的水平距离为  $x$ ，则

$$BC = \sqrt{(240 - 320 \cos 16.1^\circ)^2 + (x - 320 \sin 16.1^\circ)^2} - 49, \quad (52)$$

$$BC = \sqrt{(240 - 320 \cos 33.9^\circ)^2 + (x - 320 \sin 33.9^\circ)^2} + 49. \quad (53)$$

解得

$$x = 283.9\text{ mm}, \quad BC = 157.5\text{ mm}. \quad (54)$$

(三) **转速确定** 花蛤相对筛面的运动由筛体振动传递。为简化分析，不考虑花蛤间相互摩擦，以单粒花蛤为对象进行分析，并忽略水的黏性。取振动方向为  $\xi$  轴正向， $\xi$  轴与  $x$  轴正向夹角为  $\varepsilon$ ，振动筛底与  $x$  轴夹角为  $\alpha$ ，曲柄角速度为  $\omega$ 。花蛤受力与运动简图如图13所示。

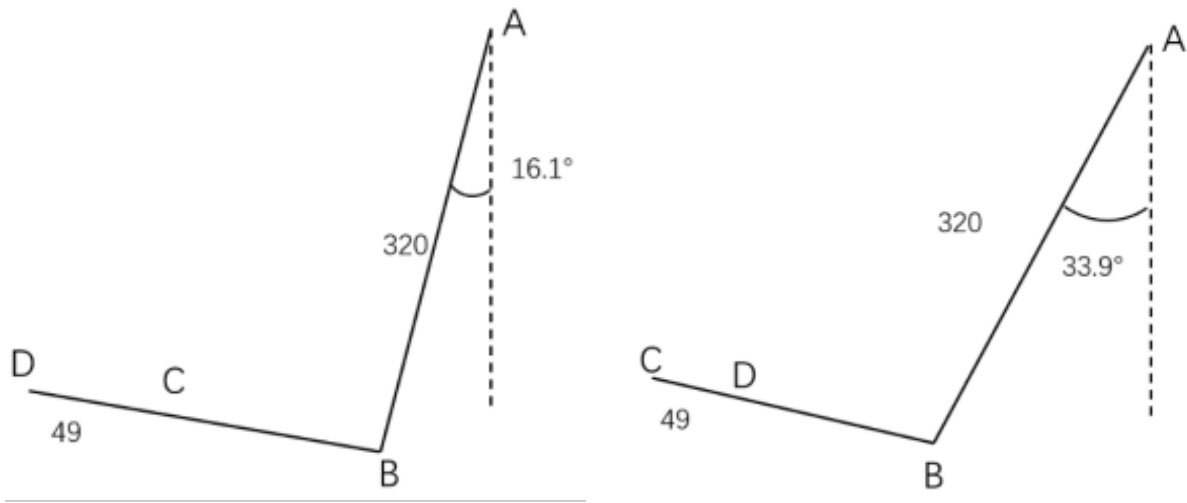


图 12: 振动筛杆系的极限位置示意图

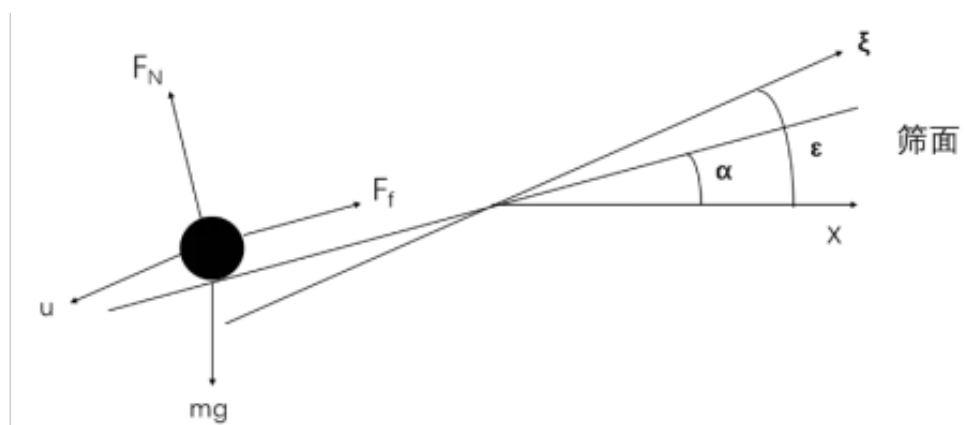


图 13: 花蛤受力和运动简图

花蛤左右滑动时, 压碎的花蛤趋于松散, 利于壳肉分离。向右滑动时, 若蛤肉能够抛离筛面则可越过阶梯; 若花蛤壳不离开筛面, 则会落入底部。由受力图可得花蛤向左滑动的极限条件为

$$u \cos(\varepsilon - \alpha) + mg \sin \alpha = F_f, \quad (55)$$

其中

$$u = m\omega^2 r \cos(\omega t), \quad (56)$$

$$F_f = F_N \tan \varphi, \quad (57)$$

$$F_N = u \sin(\varepsilon - \alpha) + mg \cos \alpha - F_{\text{浮}} \cos \alpha. \quad (58)$$

将上述关系代入并整理, 可得蛤肉向左滑动的极限条件

$$\frac{\omega^2 r \cos(\omega t)}{g} = \frac{\sin(\varphi_{\text{肉}} - \alpha)}{\cos(\varepsilon - \alpha + \varphi_{\text{肉}})}. \quad (59)$$

由于  $|\cos(\omega t)| \leq 1$ , 故蛤肉向左滑动需满足

$$\frac{\omega^2 r}{g} > \frac{\sin(\varphi_{\text{肉}} - \alpha)}{\cos(\varepsilon - \alpha + \varphi_{\text{肉}})}. \quad (60)$$

同理, 花蛤壳向左滑动需满足

$$\frac{\omega^2 r}{g} > \frac{\sin(\varphi_{\text{壳}} - \alpha)}{\cos(\varepsilon - \alpha + \varphi_{\text{壳}})}. \quad (61)$$

花蛤向右滑动的极限条件为

$$u \cos(\varepsilon - \alpha) - mg \sin \alpha = F_f, \quad (62)$$

因此蛤肉向右滑动需满足

$$\frac{\omega^2 r}{g} > \frac{\sin(\varphi_{\text{肉}} + \alpha)}{\cos(\varepsilon - \alpha - \varphi_{\text{肉}})}, \quad (63)$$

花蛤壳向右滑动需满足

$$\frac{\omega^2 r}{g} > \frac{\sin(\varphi_{\text{壳}} + \alpha)}{\cos(\varepsilon - \alpha - \varphi_{\text{壳}})}. \quad (64)$$

取振幅为 90 mm, 即  $r = 0.045 \text{ m}$ , 并取

$$\alpha = 4.5^\circ, \quad \varepsilon = 25^\circ, \quad \varphi_{\text{肉}} = 33^\circ, \quad \varphi_{\text{壳}} = 17^\circ, \quad (65)$$

将实测数据分别代入得到:

- 蛤肉向左滑动的转速  $> 126.2 \text{ r/min}$ ;
- 花蛤壳向左滑动的转速  $> 73.6 \text{ r/min}$ ;
- 蛤肉向右滑动的转速  $> 111.4 \text{ r/min}$ ;

- 花蛤壳向右滑动的转速  $> 85.4 \text{ r/min}$ 。

综上，要达到使花蛤脱壳松散、壳肉均能在筛面上左右滑动、花蛤壳不离筛面并落入筛底，而蛤肉可抛离筛面并越过筛底阶梯向右输送的条件，可确定振动机构的曲柄转速应满足

$$n > 126.2 \text{ r/min.} \quad (66)$$

## 4.7 碾压辊应力仿真

碾压辊是外壳破坏模块中的核心承载与传力部件，其在工作过程中需要同时承担辊轮挤压花蛤产生的径向载荷、由齿轮/电机传递的扭矩以及由装配约束引起的附加反力。由于辊轮长期处于周期性载荷与冲击载荷共同作用下，若结构强度或刚度不足，可能出现轴段弯曲、过渡处应力集中、疲劳损伤或配合松动等问题，进而影响破壳效果与整机运行可靠性。因此，在样机制造与装配前对碾压辊进行有限元应力仿真校核，可用于：验证设计尺寸是否满足强度要求、识别潜在危险截面与应力集中区域，并为后续结构优化提供依据。

本次仿真采用静力分析方法，依据前期载荷计算结果，在辊轮轴系上施加轴向力与扭矩，以模拟辊轮对物料碾压时的受载状态；在轴两端支撑位置施加固定约束，用于近似表征轴承座对轴系位移与转动的限制。两端轴承位固定约束，施加前期计算的轴向力为  $150 \text{ N}$ ，驱动扭矩为  $30 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。仿真结果如图 14 与图 15 所示。

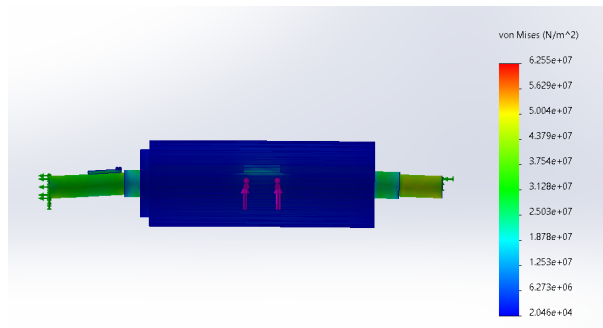


图 14: 碾压辊等效应力图

从等效应力图（图 14）可以看出，辊轮主体区域整体处于低应力水平，危险区域主要集中在两端轴段及辊轮与轴段的几何过渡位置，并在约束附近出现局部应力抬升。这一分布规律与实际受力特征相一致：载荷通过轴系向两端支撑传递，且轴肩/过渡处存在截面变化与几何不连续，容易形成应力集中。仿真显示最大等效应力约为  $6.26 \times 10^7 \text{ Pa}$ （约  $62.6 \text{ MPa}$ ），其余大部分区域应力显著低于该峰值，说明辊轮整体强度裕度较为充足。

应变云图（图 15）同样表明变形主要集中于轴端与过渡区域，辊轮工作面及主体部分应变较小，整体刚度表现良好，有利于保证辊隙稳定与两辊轴平行度，从而提升破壳一致性与运行稳定性。综合应力与应变结果可认为：在当前载荷假设与边界条件下，碾

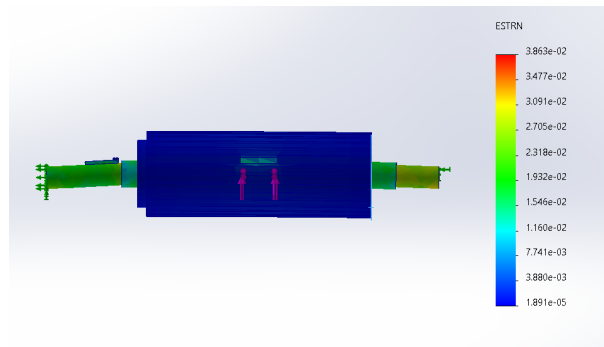


图 15: 碾压辊等效应变图

压辊结构满足强度与刚度的基本要求。为进一步提升可靠性并降低局部应力集中，可在后续优化中优先考虑增大轴肩过渡圆角、优化过渡段尺寸与约束/载荷施加位置的合理性，以降低端部局部峰值应力并提高疲劳寿命。

综合等效应力与等效应变结果可知，在前期计算得到的轴向载荷与传递扭矩工况下，碾压辊主体区域应力水平整体较低，最大等效应力约为  $6.26 \times 10^7$  Pa，主要集中于轴端与几何过渡处的局部区域；辊轮工作面及主体部分应变较小，表明结构刚度充足、变形可控。由此可判断：在花蛤破壳作业过程中，碾压辊在该工况载荷范围内具备良好的强度与刚度裕度，不会发生整体失稳或强度破坏，可满足连续破壳工作的承载需求。

## 5 装配过程以及注意事项

### 5.1 装配过程

本装置装配流程可概括为：完成型材机架搭建并校核水平与垂直精度；依次安装振动筛分离模块、辊轮破壳模块与各驱动电机；完成齿轮/同步传动等啮合与张紧调整；最后进行整机空载试运行、联动校核与带料验证。为保证装配效率与后期维护便利性，各模块尽量采用可拆卸连接与标准件紧固，并预留调整与检修空间。

#### 5.1.1 总体装配流程

1. 机架型材搭建：完成底座、立柱与横梁的装配，校核机架整体水平度、垂直度与对角线尺寸。
2. 模块定位安装：按工艺流程方向依次定位安装振动筛组件、辊轮组件与对应安装板。
3. 传动与执行部装配：安装辊轮轴系、轴承座、齿轮与电机，完成初步对中。
4. 啮合与张紧调整：调整齿轮中心距与啮合侧隙，并进行手动转动检查。
5. 联动检查与试运行：空载点动检查旋向与干涉，随后低速连续运行，确认振动筛振幅、辊轮运转与紧固可靠性。
6. 带料验证与复紧：少量投料观察破壳效果与分离效果，调整参数后对关键紧固件进行复紧与防松处理。

#### 5.1.2 型材机架搭建与基础校核

机架采用铝型材拼装形成承载骨架，主要由底座框架、立柱、上横梁及模块安装横梁组成。装配时首先在平整工作台上完成底座矩形框的拼装，使用角码紧固并通过对角线尺寸校核矩形度；随后安装四根立柱与上横梁形成空间框架结构。为保证后续传动对中与振动稳定性，需要重点控制以下精度：一，底座水平度；二，立柱垂直度与相互平行度；三，各模块安装面的相对高度与平行度。

#### 5.1.3 振动筛模块安装与运动检查

振动筛模块通常先于辊轮模块安装，以便占位定位并保证出料口与机架的相对位置。安装步骤如下：首先将振动筛筛体与筛框进行预装，确认筛面固定牢靠、筛孔方向与倾角符合设计要求；随后将筛体悬挂连杆与机架连接，按左右对称原则安装并保证四点受力均匀，避免筛体在静止状态下产生明显偏斜。完成悬挂后，安装振动驱动机构，将驱动连杆与筛体连接点对准并紧固。安装过程中应预留一定的调节余量，以便通过改

变连杆长度或偏心量微调振幅与相位。全部紧固完成后，进行手动摆动检查：筛体在最大位移位置不应与机架、出料口导流板发生干涉；悬挂连杆转动处应无卡滞；筛体往复运动路径应基本呈水平或按设计方向振动。最后进行点动试运行，观察振动是否平稳、是否存在明显偏摆或异常噪声，并对连接处进行复紧。

### 5.1.4 辊轮破壳模块与轴系安装

辊轮破壳模块安装核心是“轴系同轴度、辊隙可调性与结构刚度”。装配时先将轴承座固定于机架安装板或横梁上，采用基准边对齐以保证两侧轴承座的安装同轴性。随后将辊轮轴装入轴承并安装辊筒，按设计要求完成键连接或胀套连接，确保辊筒与轴之间无相对滑移。为实现破壳而不伤肉，需要辊隙可调：通常通过长圆孔、垫片或偏心轴承座实现微调。装配完成后，使用塞尺在辊筒两端测量辊隙一致性，保证左右间隙差在可控范围内；同时检查辊筒端面与机架的间隙，避免运行中发生摩擦。必要时安装防护罩与导料板，确保物料进入辊隙路径顺畅并减少飞溅。

### 5.1.5 电机安装、齿轮啮合与传动对中

电机与传动系统装配应遵循“先电机座定位、后装齿轮、再调中心距与侧隙”的顺序。首先将电机安装在电机底板或滑槽式电机座上，保证电机轴与被驱动轴的相对位置满足设计中心距，并预留调整行程。随后在电机轴与辊轮轴上分别安装主动齿轮与从动齿轮，完成键连接与紧固。齿轮啮合调整重点包括：中心距、齿侧间隙与齿面接触情况。装配时通过移动电机座微调中心距，使齿轮在全周转动中啮合均匀、不出现局部过紧或打齿。完成啮合后，进行手动转动检查：应能连续平稳转动，无明显卡滞、异响或周期性阻力波动。最后接入电机进行低速点动，确认旋向与进料方向一致，再进行逐级升速测试并监测齿轮温升与振动。

### 5.1.6 整机联动调试与带料验证

完成各模块装配与初步检查后，进行整机联动调试。首先空载运行：振动筛应达到设计振幅且筛体运动平稳；辊轮应无擦碰、无异常噪声；传动系统不应出现明显抖动或齿轮啮合冲击。随后进行少量带料验证：在蒸汽预处理条件稳定的情况下小批量投料，观察破壳率、肉体完整性以及振动筛壳肉分离效果，重点检查是否存在壳片夹带肉、肉体漏筛或筛面堵塞等现象，并据此调整辊隙、振动参数。调试稳定后，对关键紧固件进行复紧，并在必要位置施加防松措施。

## 5.2 遇到的问题以及解决措施

### 5.2.1 振动筛驱动连杆优化

**主要问题：驱动振动筛的连杆出力不足** 在振动筛模块联动调试过程中，我们发现驱动机构在部分行程区间存在连杆不能带动振动筛的现象：电机能够正常输出转矩，但经连杆机构传递到筛体后的等效驱动力不足，导致筛体振幅偏小、启动不顺畅，甚至在负载增大或摩擦阻力上升时出现卡滞。该问题本质上属于机构传动效率与力传递不利所引起的驱动能力不足。

**根因分析：连杆过短导致压力角不利、机械优势不足** 驱动电机通过曲柄带动连杆往复运动，连杆再对筛体施加周期性推/拉力，使筛体沿期望方向振动。对于此类机构，筛体获得的有效驱动力与下面这个因素密切相关：力的作用方向与筛体期望运动方向的夹角。

当驱动连杆过短时，连杆在运动过程中摆角变化幅度较大，导致在某些转角位置连杆的作用线与筛体运动方向之间夹角增大，即导致了压力角增大。此时连杆施加在筛体上的力可分解为沿筛体运动方向的有效分量与垂直方向的无效分量。压力角越大，有效分量越小，更多的力被消耗在产生侧向反力、摩擦与结构弹性变形上，从而表现为连杆移动较少。同时，短连杆使机构在接近极位时更容易出现类“死点”特征：连杆作用线更趋近于绕点的切向方向，导致对筛体产生的有效力臂减小，机构机械优势变差，电机输出转矩难以转化为筛体的线性驱动力。

此外，短连杆还会使筛体运动轨迹的非线性增强，产生更明显的附加摆动与横向分力，进一步增大转动副摩擦与结构约束反力，等效阻力上升，从而加剧驱动不足问题。

改进后连杆如下图所示



图 16: 改进后连杆示意图

**解决措施：换用更长连杆以改善传动角与力传递** 针对上述机理，我们将驱动连杆更换为更长的连杆后，该问题得到明显缓解。其原因在于：连杆变长后，在相同曲柄位移驱

动下，连杆摆角变化幅度减小，机构在整个周期内的传动角更加有利且变化更平缓，连杆作用力沿筛体期望运动方向的有效分量增大；同时，死点效应减弱，筛体获得更稳定的等效力臂与机械优势，电机输出更容易转化为筛体的往复激励。此外，侧向分力与附加摆动减小，转动副摩擦与结构反力随之降低，使得在相同电机转矩条件下筛体振幅提升、启动更顺畅、带料运行更稳定。

**效果与优化** 更换长连杆后，筛体振动稳定性与振幅均得到提升，联动调试时的卡滞现象明显减少。为进一步提升可靠性，后续可结合实际振幅需求对连杆长度、连接点位置进行参数化优化，并在装配中控制转动副间隙与润滑条件，以降低摩擦损失、提高传动效率，从而保证振动筛在不同负载工况下均能稳定工作。

### 5.2.2 进料口挡板改进

在进料口挡板的联动调试过程中，我们发现挡板存在“上升不到位”甚至卡滞的现象。经分析，原方案将驱动力施加在挡板连杆的侧边位置，导致挡板在提升过程中产生较大的附加阻力与偏载，从而使驱动效率显著下降。其主要原因在于：当外力作用线偏离挡板运动的对称中心时，会在铰接点与导向面上引入额外的侧向分力与倾覆力矩，使挡板产生偏转趋势；该偏转趋势会进一步增大挡板与导轨之间的接触压力，摩擦力随之增大，最终表现为有效抬升不足。

改进后的挡板如下图所示

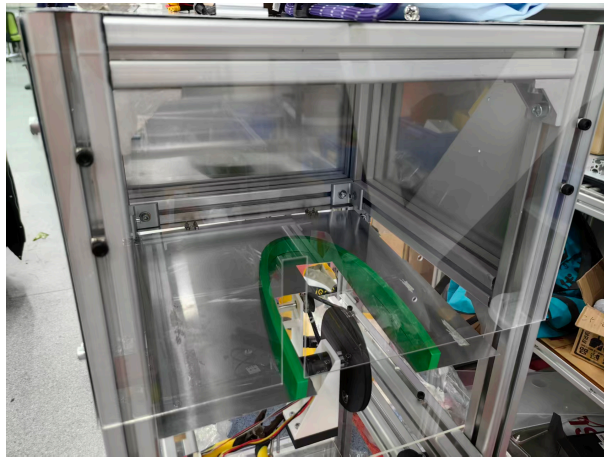


图 17: 物料托盘与进料口挡板改进后结构示意

为解决上述问题，我们将提升力的作用位置由侧边调整至挡板的中间区域。改进后，外力作用线更接近挡板运动的几何中心，使挡板受力更加对称：一方面，侧向分力与倾覆力矩显著减小，挡板在上升过程中不易发生偏斜，从而降低与导向结构的摩擦阻力；另一方面，中部施力使力的传递路径更“直”，驱动力更多转化为挡板的有效提升分量，机构机械效率提高。最终，挡板能够顺畅提升至设计位置，进料口开闭过程更稳定，卡滞现象得到明显改善。

### 5.2.3 联轴器的优化

在传动系统装配与联动调试过程中，我们发现原方案采用的 3D 打印联轴器在实际工况下存在结构强度不足的问题。具体表现为：联轴器在紧固装配时发生明显弯曲变形，导致联轴器内孔与轴之间的有效接触压力下降，夹紧力不足，从而在电机起停冲击与周期性载荷作用下出现相对滑移，进一步发展为联轴器从轴端脱落，影响传动可靠性与整机稳定运行。

对该问题的机理分析表明，3D 打印材料的弹性模量与屈服强度相对较低，在螺钉预紧力作用下更容易产生局部塑性变形或蠕变，使夹紧结构难以长期保持设计所需的径向压紧力；同时，联轴器作为扭矩传递件，在转矩脉动与偏心/装配误差引起的附加载荷作用下，对抗弯与抗疲劳能力要求更高，3D 打印件难以满足长期稳定工作需求。

为提升传动可靠性，我们将联轴器零件图纸提交工厂加工，材料由 3D 打印件更换为 6061 铝合金。6061 铝合金具备较高的强度与刚度，能够在相同预紧条件下保持稳定的夹紧力，并显著提高抗弯与抗疲劳能力，从而避免装配过程中的弯曲变形与使用过程中的松脱问题。更换后联轴器在空载与带载运行中均能稳定传递扭矩，未再出现滑移与脱落现象，传动系统可靠性得到有效提升。

## 6 项目测试

### 6.1 辊轮测试过程

辊轮破壳模块测试旨在验证其在实际工况下的破壳能力、连续处理稳定性以及对贝肉完整性的影响，并为后续参数优化提供依据。测试过程具体步骤如下。

**测试准备与工况设定** 首先对辊轮模块进行装配检查与安全确认，包括：两辊轴平行度与轴承座紧固状态、齿轮啮合是否均匀及侧隙是否合理、联轴器与键连接是否牢靠、辊面花纹是否存在毛刺或锐边、进料口挡板与导料板是否有干涉，以及防护罩是否安装到位。随后设定测试变量与记录表，重点包括：辊轮转速、辊隙大小，并准备待测花蛤样品，以保证测试结果具有可比性。

**空载调试与传动稳定性检查** 在不投料条件下进行空载试运行。首先以点动方式确认两辊轮旋向为相向卷入，并观察齿轮啮合是否存在异常冲击或周期性阻力波动；随后低速连续运行 1-2 分钟，检查轴承温升、振动与噪声情况，并复紧关键紧固件，直至空载运行稳定。

**带料破壳测试** 带料测试为“少量验证”。验证阶段先投放少量花蛤观察卷入是否顺畅、是否出现回弹飞溅或入口堆积，并记录破壳后的壳片粒径、贝肉完整性及是否存在未破壳个体。若破壳不充分，则适当减小辊隙或提高转速；若贝肉受挤压破坏明显，则适当增大辊隙或降低转速。完成少量验证后进入连续运行，按设定节拍从进料口持续倾倒花蛤，测试装置在较高通量下的破壳稳定性与抗堵塞能力，并观察物料在辊轮下方的落料是否顺畅、是否存在壳肉粘连导致的堆积。

**性能指标记录与结果评估** 测试过程中对以下指标进行记录与统计：破壳率（破壳数量/投料数量）、未破壳残留率、贝肉完整率（完整贝肉数量/总贝肉数量）、壳片夹带肉比例、单次处理时间与估算处理量，以及运行稳定性。同时记录测试条件。

**测试后检查与参数优化迭代** 每轮测试结束后，停机检查辊面附着物与碎壳堆积情况，对轴承座、齿轮与联轴器进行复紧与磨损检查，并清理辊隙与导料板区域，避免残留物影响下一轮对比测试。结合记录结果进行参数迭代。通过递进测试与迭代，最终确定满足“稳定连续破壳、肉体损伤可控、与下游筛分衔接顺畅”的辊轮工作参数范围。

### 6.2 振动筛测试过程

振动筛测试旨在验证六连杆驱动振动筛在实际工况下的振动稳定性、壳肉分离效果与连续处理能力，并据此确定合理的工作参数。测试过程具体流程如下。

**测试准备与参数设定** 测试前对振动筛模块进行装配与安全检查，重点包括：六连杆各转动副紧固情况与间隙是否合理、连杆与筛体连接处是否存在干涉、筛体悬挂是否对称且静止时无明显偏斜、筛面固定是否牢靠及筛孔是否洁净，出料口导流板与收集容器安装是否到位。随后设定可控变量与记录，包括驱动电机目标转速、单次投料量与连续投料节拍等，并准备破壳后混合物样品或与辊轮模块联动测试所需花蛤样品。

**空载运行验证** 在不投料条件下进行空载测试。首先点动驱动电机，确认振动方向与筛体运动轨迹符合设计预期，并检查筛体在最大位移位置是否与机架、挡板或导流结构发生碰撞。随后以低速连续运行 1-2 分钟，观察筛体是否存在明显偏摆、异响或周期性冲击，并检查连杆销轴处是否出现松动。之后逐步提高转速至预定工作区间，直至可以实现较稳定的空载运行。

**带料筛分测试** 在空载状态稳定后进行少量带料测试。先投放少量破壳混合物，观察壳片与贝肉在筛面上的运动差异：壳片应更易翻滚、下沉并进入筛下或壳片通道；贝肉应主要沿筛面向指定方向迁移并从肉料出料口排出。根据现象调整参数，直至在少量投料的情况下可以实现完整的壳肉分离功能。

**连续测试与优化迭代** 在少量验证通过后开展连续运行测试。按设定节拍持续供料，测试振动筛在较高通量下的运行稳定性与分离一致性。测试过程应对每组参数进行对比，通过多轮对比测试，最终确定振动筛在不同原料状态与处理量需求下的可用参数范围。

## 6.3 相关代码调试

### 6.3.1 碾压辊部分

自行购买的减速电机已经配备对应 12V 电源以及调速器，可以直接进行手动调速，无需进行外部代码烧录。

### 6.3.2 振动筛部分

使用前馈 PID 控制，使得振动筛拥有合适转速，实现筛选功能。其中，速度 PID 根据“目标转速—反馈转速”调节输出电流；同时 PID 内含前馈项用于提前给出基础驱动力，提高响应与抗扰。在测试过程中对 PID 三个参数进行调节，最终使得负载变化时，前馈 + 反馈共同作用，使转速更稳定。

### 6.3.3 进料部分

采用串级双环控制：位置环 PID 输出期望转速，速度环 PID 再输出电流指令。利用 CAN 通信，触发逻辑按键防抖通过后，将进料电机设为位置模式，目标角度 = 当前

角度  $+360^\circ$ ；到位并松手后解锁下一次触发。在实际调节过程中，对于参数进行多次调解，控制变量最终得到使得进料部分稳定工作的参数范围，从而实现装置的进料。

## 7 项目总结

### 7.1 已实现功能（调试结果）

总体上，我们成功搭建了花蛤壳肉分离装置，并完成了整机模块化集成与基础功能验证。实现了进料、预处理、破壳与筛分出料的连续化衔接。各关键机构运行状态稳定，能够在设定参数下完成花蛤外壳破坏及壳肉初步分离。

#### 7.1.1 进料装置

在进料装置部分，我们已实现花蛤的连续、稳定进料，并将蒸汽短时加热预处理集成到送料过程中。花蛤进入加热区域后，通过蒸汽保温加热使闭壳肌在较高温度作用下失活，闭合力明显下降，从而使大部分花蛤能够产生不同程度的开壳。该功能的实现有效降低了后续辊轮破壳的难度，使进入破壳工序的物料状态更加一致，提高了整机运行的稳定性。

为保证连续送料条件下花蛤获得合理且可控的受热时间，我们在运动组织上采用了凸轮-连杆机构与同步带轮传动的组合方案：凸轮-连杆机构用于实现平滑的位移规律，使送料过程加减速连续、运动无明显冲击；同步带轮用于实现送料节拍的匹配与传动，从而在连续进料过程中降低卡滞与堆料概率。驱动控制方面，我们已完成电机控制程序开发并采用串级双环 PID 控制策略，由位置环对目标位移进行闭环调节并输出期望速度，速度环进一步输出电流指令以实现负载扰动的补偿，最终保证送料动作能够按设定节拍稳定执行。通过上述机械结构与控制策略的协同实现，进料装置已具备连续进料、蒸汽加热开壳与节拍稳定控制等功能，为后续破壳与振动筛分离提供了可靠的前端输入。

#### 7.1.2 辊轮碾压装置

在辊轮碾压装置中，我们选用外接减速直流电机作为驱动源，并配套独立调速器实现辊轮转速的连续可调。该方案无需进行控制程序烧录或参数下载，即可通过调速器直接完成转速设定与工况切换，便于在样机调试阶段快速对比不同转速条件下的破壳效果、处理量以及贝肉完整性，从而显著提高了调参效率与现场可操作性。电机输出通过联轴器与轴系传递至主动辊轮，并在轴端布置齿轮副实现两辊联动。

在实际过程中，由于辊子的材质使用 3D 打印，其材质较软，其在壳肉破坏的过程中出现了一定程度的损坏。同时由于在前期设计的过程中对于辊轮的花纹形状未作过多装饰，因此我们在这部分已经完成基础运动过程，但并不能完全对花蛤进行破碎。总体而言，辊轮的基础功能业已实现，但是后续仍需进一步的改进。

### 7.1.3 振动筛

在振动筛模块中，我们采用前馈 PID 控制策略对驱动电机进行闭环调速，以保证六连杆机构在不同负载工况下仍能维持稳定的激振频率与振动状态。控制实现上，PID 在常规反馈调节的基础上引入前馈项，对目标值提供基础驱动输出，从而在物料扰动增大、阻力波动明显时能够更快建立有效激振力，降低转速下垂与振幅衰减的风险。通过对参数的联合调节，我们实现了六连杆机构的连续稳定运转，筛体振动过程无明显冲击与卡滞，运行状态可重复且易于调试。

在筛分效果方面，振动筛能够在较大花蛤输入条件下保持较好的分离性能：破壳后的壳片在振动与筛面倾角作用下易于翻滚、松散并向壳料通道迁移，而较完整的贝肉则主要沿筛面向肉料出口输送，二者在运动状态与迁移路径上形成差异，从而实现较为完整的壳肉分离。

## 7.2 可以改进部分

**处理效率的优化改进** 在现有流程基础上进一步提升连续化与通量能力，如优化进料口结构与导料通道，减少堆料与架桥现象；提高送料与破壳模块的节拍匹配，缩短单次处理周期，从而在保证破壳率与肉体完整性的前提下，提高单位时间处理量，满足更大批量加工需求。

**振动筛改进** 对现有连杆驱动振动形式进行简化与升级，选用专用振动电机（偏心块振动电机）作为激振源，通过调整偏心块夹角与转速实现振幅与激振力的连续可调；该方案可减少多连杆机构带来的摩擦损失与传动角不利问题，提高振动稳定性与可靠性，并更便于在不同物料状态下快速调参，使壳片松散、分层与输送更充分，从而提升壳肉分离纯度与筛分处理能力。

**碾压辊优化** 对辊轮表面纹理进行更针对性的设计，使花蛤在进入辊隙时能够更稳定，减少打滑与回弹；通过优化纹理的方向、间距、深浅与轮廓，在保证不切割贝肉的前提下提高接触摩擦与局部应力集中，增强壳体起裂与扩展效果，从而降低单次破壳所需载荷、提高破壳一致性与破碎效率。同时对碾压辊采用强度更高的材料，以便在碾压过程中可以保证在较大的力和力矩的过程中仍不会发生断裂。

## 7.3 成员分工

下面介绍我们小组成员具体分工

**毛杰鑫**：开题报告和中期答辩 PPT 制作，碾压机构初步设计和建模，参与装配工作。

**徐蕴航**：结项答辩 PPT 制作和报告撰写，碾压机构初步设计和建模，给料机构和碾压机构的计算校核，参与装配工作。

**张津铭**：振动筛连杆机构的设计和三维建模，碾压机构的三维建模和应力应变仿真校核，

三维模型总装，物料采购，结项答辩 PPT 制作，主导装配工作和迭代优化。

**周至**：给料机构的设计和三维建模，三维模型总装，机加工件出工程图和加工，整机电控模块选型、架构编写和参数调整，主导装配工作和迭代优化。

**叶祉安**：蒸汽设备选型、采购和测试，振动筛参数设计和计算，开题、中期及结项答辩 PPT 制作，海报制作，参与装配工作。

### 7.4 成员个人心得体会

**毛杰鑫** 本次课程项目中，我与小组成员在老师的讲解与指导下，了解了机器和机械设计的发展历程和内在逻辑、初步熟悉机电产品开发过程，理解了基本机构、机械传动、机械零件的设计知识以及机械标准件、各类驱动器、传感器等设计选型知识，通过项目制作实现了机电产品涉及的机械原理、机械零件、驱动传感、能源动力等设计知识的运用，在实物样机加工、装配、调试与运行过程中树立了劳动观念，获得了创造性劳动与动手能力，培育了劳动精神和知行合一理念，养成了劳动实践习惯和意识，为今后从事现代机电产品创新设计、开发、研究和应用打下坚实的学科基础。课程项目过程中，老师检查并指导了我们小组的工程图，为项目正常推进保驾护航。感谢庄老师、袁老师和助教的悉心教导。

**徐蕴航** 在这次项目中，我了解了不同机构在机械设计中的应用，以及在建模过程中的相关注意事项。同时，了解了如何进行总体机械设计。着重了解了在前期设计中如何避免不合理设计：如带传动与加热装置应避免同时进行，同步带在设计过程中的张紧等。同时，在装配过程中的启示我在进行设计时对于材料强度要有较高的了解，如上文提到的联轴器以及螺杆长度的再选择提醒我在后面的装配过程中应加以避免。在这次项目中，我增加了一定的机械素养，并希望可以将其应用于后续实践过程中。

**张津铭** 本次课程让我收获颇丰，不仅夯实了机械设计理论知识，更在课程项目展中实现了理论与实际的有效结合。设计环节里，我将轴系设计知识融入振动筛连杆结构，又为碾压辊子配套设计了齿轮传动系统及辊轴系。装配中虽攻克多项难题，但仍留有遗憾：碾压辊因形状设计偏差未能碾开花蛤，振动筛仅达成部分预期效果。这次实践让我深刻意识到，机械设计需兼顾理论严谨性与实际工况适配性，对我未来的研究与工作有着很大的帮助。

**周至** 在本课程项目设计中，我完成了结构设计、三维建模、出工程图及加工、电控架构的编写、整机装配调试及迭代优化等方面的工作，实际运用了在课程中学习的轴系、凸轮、杆系及带传动等设计方式，在装配过程中遇到了诸如曲柄滑块机构卡死、塑料联轴器内圈形变等导致机构不能正常运动的问题，在迭代优化的过程中理解了本课程中所教授的机械原理和设计准则，特别是运动学和动力学计算校核在机械设计中的极端重要性。此外我还综合运用了力学、系统建模、信号处理等多学科的知识以辅助完成电控方

案的设计，了解了机电系统的整体设计流程和方法，这些经验让我在今后的机械设计工作中能更加游刃有余。

**叶祉安** 通过这次的项目设计，我学习了各种机械结构在水产品处理中的运用，以及各种应当避免的不合理设计，如，应当避免带传动在高温高湿的情况下运行，应当避免水产品与易挥发物质的接触。此外我还了解了水产品的各种加工方法，并且将其中的一些方法运用到实践中实现。

## 7.5 外购清单

我们小组具体购买清单如下（见表 2）：

表 3: 外购清单

购买人	购买物件	总价（元）
周至	欧标 T 型螺母	10
周至	直线导轨与滑块	243
周至	开关电源	86.8
周至	铝片	60
周至	铰链	2
周至	同步带	9.05
周至	铝板	120
张津铭	万向节鱼眼轴承	23.5
张津铭	角码连接件	22
张津铭	型材铝框架	16
张津铭	平垫片	2.1
张津铭	直角转接件	18.4
张津铭	轴承	30
张津铭	轴承座	48
张津铭	铰链	12.8
张津铭	欧标 T 型螺母块	14.5
张津铭	法兰轴承	6.18
张津铭	带台直齿轮 # 钢	34.8
张津铭	角码	23.64
张津铭	平面角码	45
张津铭	立式轴承座	3.17
张津铭	键槽轴套	23.2

(续表)

购买人	购买物件	总价 (元)	购买链接
张津铭	轴套	18.3	
张津铭	螺丝	17.75	
张津铭	平垫片	20.21	
张津铭	轴承	49	
张津铭	镀镍 T 母套装	6.01	
张津铭	欧标 T 型螺母块	2.89	
张津铭	4040 一字板	17.88	
张津铭	黑色内六角螺丝	7.2	
张津铭	欧标 T 型螺母块	6.48	
张津铭	欧标角码滑块螺母套 4040	66.36	
张津铭	欧标铝型材	479.82	
张津铭	电机 + 支架	42.8	
张津铭	圆孔角码	35.7	
张津铭	双向调节螺杆	20	
张津铭	轴承座	11.6	
张津铭	直齿轮	56	
张津铭	轴套	36.6	
徐蕴航	直流减速电机	330	
叶祉安	蒸汽加热机	172.56	
<b>合计</b>		<b>2251.30</b>	

## 7.6 特别鸣谢

感谢庄老师、袁老师悉心指导!

感谢学生创新中心帮助!

感谢全组成员的奉献!

## 参考文献

- [1] 欧阳杰, 张军文, 谈佳玉, 沈建. 贝类开壳技术与装备研究现状及发展趋势. pages 1-5, 2018.
- [2] 赵煜, 朱旭, 朱建平, 赵家宾, 方国艾. 带壳类水产品的壳肉分离技术研究进展. pages 1-14, 2023.
- [3] 宋祖超. 基于水射流厚壳贻贝脱半壳肉装置设计研究. pages 13-84, 2022.
- [4] 邓越新, 郑龙, 刘祥鹏, 李府谦. 扇贝初加工技术研究现状及发展趋势. pages 1-4, 2023.
- [5] 纪元. 厚壳贻贝脱半壳装置结构优化及控制研究. pages 9-62, 2024.